

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Ковальов Сергій Федорович

УДК 621.662:664.732 (043.5)

**ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ  
ТА ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ  
БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО АГРЕГАТУ-МЛИНА  
ГІДРОДИНАМІЧНОГО ПРИНЦИПУ ДІЇ**

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.....	6
<b>РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ВІДНОСНО ЗАСТОСУВАННЯ ПРОЦЕСУ ГІДРОПОДРІБНЕННЯ ТА ДОЦІЛЬНІСТЬ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ, СПРЯМОВАНИХ НА СТВОРЕННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО АГРЕГАТУ – ГІДРОМЛИНА .....</b>	<b>15</b>
1.1 Багатофункціональний агрегат-гідромлин як різновид багатофункціонального теплогенеруючого агрегату .....	15
1.2 Огляд сфер використання БАГМ.....	20
1.3 Інформаційний огляд конструктивних схем гідромлинів.....	27
1.4 Аналіз існуючих моделей робочого процесу.....	46
1.5 Актуальність дослідження робочого процесу і розроблення методики проектування БАГМ.....	50
1.6 Постановка задачі дослідження.....	50
1.7 Вибір технічного об’єкта і методів проведення дослідження .....	51
1.8 Висновки.....	56
<b>РОЗДІЛ 2                                   Визначення математичної моделі та встановлення гідродинамічних картин течії у проточній частині БАГМ.....</b>	<b>58</b>
2.1 Аналітичне дослідження впливу конструктивних та режимних параметрів гідромлина на його енергетичну характеристику .....	58
2.2 Визначення особливості структури течії робочого середовища у	

проточній частині БАГМ шляхом чисельного дослідження .....	62
2.2.1 Методика проведення чисельного моделювання.....	62
2.2.2 Аналіз результатів чисельного дослідження робочого процесу БАГМ.....	67
2.3. Висновки .....	78
<b>РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ФІЗИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ГІДРОМЛИНА.....</b>	<b>79</b>
3.1 Опис експериментального стенда.....	80
3.2 Методика проведення експериментального дослідження.....	84
3.3 Оцінка похибок результатів вимірювань .....	85
3.4 Визначення параметрів варіювання та їх меж під час фізичного моделювання робочого процесу.....	89
3.5 Визначення характеристик гідромлина шляхом проведення експериментів однофакторного варіювання параметрів.....	90
3.5.1 Вплив конструктивних параметрів, частоти обертання та подачі БАГМ на його енергетичну характеристику при однофакторному варіюванні.....	91
3.5.2 Визначення впливу конструктивних та режимних параметрів нанапірну характеристику БАГМ при однофакторному варіюванні.....	102
3.6 Уточнення математичної моделі робочого процесу БАГМ шляхом використання емпіричних даних.....	110
3.7 Визначення емпіричних коефіцієнтів потужності та напору за допомогою методики планування багатфакторного експерименту .....	111

3.8. Перевірка уточненої моделі робочого процесу БАГМ.....	120
3.9 Баланс енергії БАГМ.....	126
3.10 Особливості застосування для БАГМ законів модельного перерахунку.....	134
3.11 Висновки.....	148
<b>РОЗДІЛ 4 ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ БАГМ.....</b>	<b>150</b>
4.1 Розроблення методики проектування проточної частини БАГМ, що орієнтований на приготування зернового замісу в спиртовому виробництві.....	150
4.2 Впровадження БАГМ у технологічну лінію виробництва спирту .....	155
4.3 Реалізація гідроподрібнення для кормоприготування у сільському господарстві.....	158
4.4 Впровадження БАГМ у технологічну лінію виробництва біодобавок.....	160
4.5 Перспективи подальшого розроблення та впровадження БАГМ.....	163
4.6 Висновки.....	163
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>165</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>167</b>
Додаток А.....	180
Додаток В.....	184
Додаток С.....	185

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ ТА СКОРОЧЕНЬ

### Основні позначення

$N$  – потужність, Вт;

$M$  – момент, Н м;

$\omega$  – кутова швидкість обертання,  $\text{с}^{-1}$ ;

$n$  – частота обертання, об/хв;

$H$  – напір, м;

$Q$  – витрата рідини,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$p$  – тиск, Па;

$\rho$  – густина робочого середовища,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

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

$h$  – осьовий зазор між дисками, м;

$z_p$  – кількість зубців роторного диска, шт;

$z_{cm}$  – кількість зубців статорного диска, шт;

$b$  – висота зубця, м;

$D$  – діаметр ротора, м;

$\bar{h}$  – відносний зазор між дисками;

$\bar{b}$  – відносна висота зубця.

### Індекси

$\Phi PII$  – формування робочого процесу;

$BPPI$  – вихровий робочий процес.

### Скорочення

БАГМ – гідромлин;

ТГА – теплогенеруючий агрегат.

## ВСТУП

На сьогоднішній день людство перебуває на межі часу, який змушує переосмислити та відкоригувати стилі поведінки відносно своєї споживацької політики. Переважна більшість усвідомлює недопустимість безмірного споживання земних ресурсів. Після 100 років інтенсивного використання багатств планети людина розумна нарешті побачила, що вони кінцеві, як і все матеріальне. Існують навіть умовні терміни до повного вичерпання основних на сьогодні енергетичних ресурсів [1].

Перспектива подальшого розвитку людства значною мірою залежить від уміння раціонально розподіляти та використовувати планетарні ресурси. Саме тому, виходячи з цієї всім зрозумілої тези, переважна більшість наукового потенціалу повинна бути зосереджена над вирішенням будь-якого завдання в контексті ресурсо- та енергозберігаючих принципів.

Міжнародна практика знає велику кількість різноманітних програм та розробок, що спрямовані на підвищення економного споживання основних ресурсів планети. Ці заходи відрізняються масштабністю та підходами, термінами впровадження та капітальними затратами, але всі вони мають спільну благородну мету – припинити нещадне винищення земних запасів.

Виходячи саме з таких міркувань, формується ідеологія сучасної наукової прикладної роботи, до якої можна віднести описану нижче.

У недавньому минулому, під керівництвом Волкова Миколи Івановича, на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відбулося зародження нової технічної системи. Назва цієї системи багатофункціональний теплогенеруючий агрегат. Це машина гідродинамічного принципу дії, в проточній частині якої відбувається одночасно декілька процесів. А саме: нагрівання, подрібнення, перемішування та перекачування.

Продовжуючи напрям роботи Волкова М. І., розглянемо принцип застосування багатофункціональних машин на заміну ряду однофункціональних. Саме такий підхід дозволяє знизити енерговитрати досить широкого кола

виробництв багатьох сфер промисловості. Перелічимо деякі з них: харчова – виробництво кетчупів, паст, паштетів, соків із м'якоттю; фармацевтична – виробництво мазей, суспензій, кремів; хімічна – виробництво пігментів, красок, рідин на основі нанотрубок; енергетичний комплекс – підготовка водовугільної суміші. Згадані виробництва у своїх технологічних лініях мають справу з отриманням продукту у вигляді гідросуміші. Для отримання такого продукту необхідно провести ряд процесів, що послідовно забезпечать подрібнення твердої речовини, подальше перемішування з рідиною за певних температурних умов та перекачування продукту по технологічній лінії.

Саме для такого роду діяльності є сенс застосовувати принцип гідроподрібнення, що полягає у проведенні процесу подрібнення в рідкому середовищі з одночасним перемішуванням складових компонентів гідросуміші. Цей підхід дає можливість забезпечити виконання вищезгаданих процесів в одній машині, яка в кінцевому підсумку дає реальний енергозберігаючий ефект, що, у свою чергу призводить до економії енергоресурсів: газу та електроенергії.

Для промисловця описана вище машина цікава реалізацією можливості заміни ряду однофункціонального устаткування на один багатофункціональний агрегат. Для вченого машина є новим видом перетворювача, що перетворює механічну енергію в інші види енергії, при цьому максимально використовуючи їх.

Машини, які ми називаємо багатофункціональними, відрізняються складністю робочого процесу. Саме в таких конструктивних схемах існує перетворення енергії, що споживається, на виконання одночасної роботи за декількома процесами: підігрівання, подрібнення, перемішування та перекачування. Цікавою є можливість виявити механізм перерозподілу енергії між цими процесами, тобто визначити, яка частка від загальної енергії відводиться на кожний процес окремо. Знання такого механізму дасть однозначну відповідь щодо принципів регулювання. Тобто формується можливість на перше місце поставити якусь одну функцію, що є основною для конкретного технологічного процесу. При цьому перерозподіл енергії в машині відбудеться так, що питомі енерговитрати на основний процес будуть вищі, ніж на інші.

Виходячи з останнього положення, багатофункціональні агрегати класифікуються за призначенням на такі: ТГА – теплогенеруючий агрегат (домінує функція нагріву робочого середовища); ТГА-ГМ – теплогенеруючий агрегат-гідромлин (основною є функція подрібнення); ТГА-Г – теплогенеруючий агрегат-гомогенізатор (превалює функція перемішування).

На сьогоднішній день прикладом дослідження багатофункціональної машини ТГА є дисертаційна робота Папченка А. А. [2], де чітко сформульоване визначення ТГА, описаний характер робочого процесу в проточній частині машини, проведено дослідження її характеристик та створена аналітична модель, що дозволяє виконати розрахунок багатофункціонального теплогенеруючого агрегату. Спочатку описаний ТГА був орієнтований на вітроенергетику, а пізніше застосовувався для приготування соєвої пасти, а також для систем опалення.

Ця дисертаційна робота орієнтована на відгалуження класу багатофункціональних машин, які поряд з функціями нагрівання, перемішування й перекачування реалізують основну функцію – подрібнювання. Завданням роботи є дослідження гідродинамічних процесів, що відбуваються у проточній частині багатофункціонального агрегату-гідромлина (БАГМ).

### ***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 при виконанні держбюджетної НДР за темами:

№ 80.01.06.06-08 д/б «Дослідження нетрадиційних шляхів перетворення енергії в рідинах і газах та створення на їх основі прогресивного обладнання для гідропневмосистем» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0106U001935), внесок здобувача:

- у проміжному звіті підрозділ «Состояние исследования и реализация теплогенерирующих агрегатов» (2007 р.);
- у заключному звіті підрозділ «Розвиток практики створення багатофункціональних ТГА – розробка агрегату-гідромлина для приготування



біологічних добавок» (2008 р.);

№ 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 0109U001381), внесок здобувача:

- у проміжному звіті розділ «Створення багатофункціонального, ресурсо- та енергозберігаючого обладнання для технологій виробництва спирту» (2009 р.);

- у заключному звіті підрозділи «Створення модернізованої проточної частини ТГА-гідромлина для роботи в проточному режимі» та «Баланс енергії ТГА-гідромлина» (2010 р.);

№ 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 0111U002153), внесок здобувача:

- у проміжному звіті підрозділ «Інформаційний огляд теплогенеруючих пристроїв» (2011 р.);

- у заключному звіті розділ «Вибір гідравлічної принципової схеми пілотної системи опалення» (2012 р.).

### ***Мета і задачі дослідження***

Метою роботи є наукове обґрунтування робочого процесу та визначення залежності енергетичних характеристик багатофункціонального агрегату-гідромлина від конструктивних параметрів проточної частини, частоти обертання ротора машини, подачі та характеристик робочого середовища.

Для досягнення поставленої мети сформульовані такі задачі:

- установити особливості гідродинамічної картини течії робочого середовища в проточній частині БАГМ;

- установити закономірності впливу гідродинамічних та конструктивних

параметрів на характеристики БАГМ;

- запропонувати підхід та визначити питому вагу кожної складової у сумарній потужності БАГМ;
- визначити особливості застосування законів теорії подібності для перерахунку робочих характеристик БАГМ за існуючою моделлю;
- розробити методiku проектного розрахунку БАГМ.

**Об'єкт дослідження** – робочий процес багатофункціонального агрегату-млина гідродинамічного принципу дії.

**Предмет дослідження** – характеристики багатофункціонального агрегату-млина як машини гідродинамічного принципу дії на однофазних та двофазних робочих середовищах.

**Методи дослідження.** Поставлені задачі були вирішені за допомогою застосування аналітичного, чисельного та фізичного методів дослідження. Аналітичний метод дозволив установити основні параметри, які суттєво впливають на енергетичний показник машини, та виявити попередній характер цього впливу. Чисельний метод дав можливість установити особливості структури течії в проточній частині машини. Фізичний метод був критерієм адекватності попередніх методів. Він дозволив одержати інтегральні характеристики та провести уточнення математичної моделі. Крім того, на його підставі сформована уява про баланс енергії машини.

Розрахунково-аналітична частина роботи ґрунтувалася на фундаментальних законах механіки рідини і газу, базових положеннях теорії подібності та теорії турбомашин. Розрахунковий експеримент проводився за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX, університетська версія якого перебуває у розпорядженні СумДУ.

Фізичний експеримент містив у собі моделювання процесу перетворення

механічної енергії обертового руху ротора в енергію, яку необхідно подати у вигляді складових, що витрачаються на процеси подрібнення, перемішування, перекачування та підігрівання робочого середовища. Визначалися енергетичні характеристики БАГМ при різних частотах обертання ротора, геометричних параметрах робочих елементів проточної частини і характеристиках робочого середовища. Крім того, на базі фізичного моделювання проведено дослідження в рамках методики планування багатофакторного експерименту, результати якого дозволили уточнити математичну модель робочого процесу БАГМ.

Про достовірність отриманих експериментальних результатів свідчать обґрунтоване використання загально визнаної методики проведення відповідних випробувань, а також задовільна похибка вимірювання фізичних величин при виконанні експериментальної частини дослідження.

#### ***Наукова новизна отриманих результатів:***

- шляхом математичного моделювання визначені конструктивні та режимні параметри, що впливають на гідродинамічну картину течії у проточній частині БАГМ, яка обумовлює характеристики робочого процесу;
- вперше шляхом аналізу результатів фізичного дослідження встановлено взаємозв'язки між конструктивними та режимними параметрами БАГМ, що дають можливість вдосконалювати його робочі процеси за рахунок прогнозування енергетичної та напірної характеристики на етапі проектування гідравлічної машини;
- вперше, ґрунтуючись на результатах фізичного моделювання та теорії планування інженерного експерименту, удосконалені шляхи реалізації теорії подібності, що дозволяє виконувати модельний перерахунок робочих характеристик БАГМ за існуючою моделлю;
- запропоновано підхід для визначення структури витрат енергії у проточній частині БАГМ, яка дозволяє виділити питомий внесок окремих процесів в енергетичну характеристику машини при її роботі на двофазному робочому середовищі.

### ***Практичне значення отриманих результатів:***

- розроблені методики, інженерні програми розрахунків та рекомендації з вибору конструктивних і режимних параметрів БАГМ з урахуванням вимог технологічних процесів;
- запропоновані концептуальні рішення та обґрунтовані конструктивні параметри БАГМ з урахуванням енергетичної та напірної характеристик агрегату;
- розроблена методика експериментальних досліджень, створений експериментальний стенд, що дозволяє проводити випробування проточних частин гідромлина на різних одно- та двофазних робочих рідинах з можливістю регулювання режимних параметрів;
- запропоновані концептуальні рішення та створені експериментальні зразки гідромлинів для технологічної лінії спиртового виробництва, приготування біодобавок, а також типорозмірний ряд БАГМ циклічної дії для приготування рідких кормових сумішей у сільському господарстві;
- результати дисертаційної роботи впроваджені на промислових підприємствах України ДП «Сумиспирт», ТОВ «Біохем ЛТД», ЗАТ «Маяк» і в навчальному процесі СумДУ, що підтверджується відповідними актами впровадження (додаток А).

### ***Особистий внесок здобувача***

У написаних у співавторстві та особистій наукових публікаціях, що розкривають результати досліджень, проведених за темою дисертації, здобувачу належать:

- [3] – обґрунтовано реформування спиртового виробництва на етапі приготування зернового замісу шляхом впровадження багатофункціонального теплогенеруючого агрегату;
- [4] – запропоновано конкретну конструктивну схему багатофункціонального агрегату-гідромлина для реалізації процесів подрібнення, перемішування, підігрівання та перекачування у техпроцесі спиртового виробництва;
- [5] – розглянуто можливість та обґрунтовано переваги використання багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів для технологій приготування

біологічних добавок на базі багатокомпонентних сумішей;

- [6] – досліджено особливості використання багатофункціонального агрегату з домінуючою функцією подрібнення для деяких технологічних ліній ряду виробництв;

- [7] – проведено впровадження БАГМ у технологічну лінію виробництва біодобавок ліквіфос-стронгу;

- [8] – досліджена можливість сумісної роботи гідромлина з гідродинамічним сепаратором в умовах спиртового виробництва;

- [9] – наведено якісні результати випробувань гідромлина в лабораторних та промислових умовах, а також запропоновано підхід до балансу енергії агрегату та механізм узагальненого визначення окремих його складових;

- [10] – досліджено можливість корисного використання функції нагріву багатофункціональних агрегатів для ряду технологічних процесів;

- [11] – досліджено вплив функції подрібнення багатофункціонального агрегату під час його роботи в умовах технологічного процесу приготування згущеного молока;

- [12] – запропоновано шляхи щодо модернізації технологічної лінії підготовки зернового замісу в умовах спиртових заводів на принципах ресурсо- та енергозбереження, а також отримано результати експериментального дослідження БАГМ;

- [13] – виявлено можливість виділення питомих енерговитрат на реалізацію функції нагріву під час роботи багатофункціонального агрегату;

- [14] – обґрунтовано можливість застосування багатофункціонального агрегату-гідромлина для певних технологічних ліній ряду виробництв харчової промисловості;

- [15–21] – також у співавторстві написані тези докладів.

Постановка задач, вибір методів дослідження та аналіз отриманих результатів проводилися разом із науковим керівником канд. техн. наук, проф. Євтушенком А. О.

### *Апробація результатів дисертації*

Основні положення і результати дисертації доповідалися й обговорювалися на таких конференціях:

- Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні

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

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

- II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2012 р.);

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

- науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (2006, 2007, 2009 рр.).

### ***Публікації***

За матеріалами дисертації здобувачем опубліковано 18 наукових праць, з яких 12 наукових праць 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). Матеріали дисертаційного дослідження використовувалися також у звітах з НДР.

### ***Структура й обсяг дисертації***

Робота складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації становить 193 сторінки, у тому числі 92 рисунки, з яких 2 – на окремих аркушах, 28 таблиць, бібліографія з 100 джерел на 12 сторінках, 3 додатки на 14 сторінках.

Автор вважає необхідним висловити щиру подяку своєму науковому керівнику канд. техн. наук, проф. Євтушенку Анатолію Олександровичу за чуйне керівництво та допомогу в проведенні наукового дослідження. Особливу сердечну подяку висловлює доценту кафедри ПГМ СумДУ, канд. техн. наук Папченку Андрію Анатолійовичу за всебічну підтримку в реалізації цієї праці та колективу кафедри за допомогу у вирішенні ряду технічних питань. Окрема глибока подяка дружині та сину, батькам, рідним і друзям за моральну підтримку впродовж усього часу роботи над дисертацією.

## РОЗДІЛ 1

# СТАН ПИТАННЯ ВІДНОСНО ЗАСТОСУВАННЯ ПРОЦЕСУ ГІДРОПОДРІБНЕННЯ ТА ДОЦІЛЬНІСТЬ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ, СПРЯМОВАНИХ НА СТВОРЕННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО АГРЕГАТУ – ГІДРОМЛИНА

На кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ постійно здійснюється активна діяльність в аспекті енергозберігаючих концепцій. Одним із таких напрямів є робота з дослідження та практичного впровадження машин багатофункціонального призначення. Як окремий напрямок виділена робота щодо застосування багатофункціональних агрегатів для процесу гідроподрібнення. Цей процес передбачає проведення подрібнення твердих частинок рідинної суміші з отриманням готового продукту у вигляді дрібнодисперсного та однорідного середовища. На сьогоднішній день існує досить широкий спектр галузей, які застосовують цей процес. До останніх потрібно віднести харчову, фармацевтичну, хімічну промисловості, паливно-енергетичний комплекс та сільське господарство.

У наступних розділах роботи буде відмічено досить широкі можливості застосування процесу гідроподрібнення. Необхідно зазначити, що на сьогоднішній день існує досить широкий ряд пропозицій у вигляді спеціальних машин, принцип дії яких ґрунтується саме на процесі гідроподрібнення. У межах роботи було проведено аналіз конструктивних схем та принципів дії пропонованих агрегатів.

### **1.1 Багатофункціональний агрегат-гідромлин як різновид багатофункціонального теплогенеруючого агрегату**

На кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ була досліджена можливість проходження в проточній частині машини гідродинамічного принципу дії декількох різноприродних процесів. У межах цього завдання зусиллями Волкова М. І. та Папченка А. А. було запропоновано напрям багатофункціональності машини гідродинамічного принципу дії. Фізичним втіленням цієї ідеї є багатофункціональний теплогенеруючий агрегат (ТГА) гідродинамічного принципу

дії. Суть багатофункціональності полягає в чіткому виділенні процесів, які одночасно проходять у проточній частині машини. До того ж окремі функції машини мають своє місце і значення у проведенні конкретного технологічного процесу окремого виробництва. Саме тому виникає можливість заміни ряду однофункціональних машин певної технологічної лінії на один багатофункціональний агрегат.

Відносно зазначеного ТГА виділено такі функції: підігрівання, подрібнення, перемішування та перекачування робочого середовища. Таким чином, принцип багатофункціональності дає можливість у технологічній лінії певного виробництва провести заміну декількох одиниць обладнання, яке реалізовує окремо процес подрібнення, окремо – перемішування, окремо – підігрівання та окремо – перекачування, на одну багатофункціональну машину. Сфери застосування такої машини визначаються виробництвом, в якому технологічний процес складається з подрібнення сировини в рідкому середовищі, перемішування її компонентів, проведення підігрівання робочого середовища та його подальшого перекачування. Виділимо галузі, в яких має місце зазначений технологічний процес: хімічну (пігменти, лакофарбові вироби, різноманітні суспензії, біодобавки), харчову (пасти, соуси, кетчупи, майонез, соки з м'якоттю, згущене молоко); фармацевтичну (мазі, гелі, сиропи, креми), сільське господарство (виробництво для тваринництва рідких кормових сумішей та паст). Необхідно відзначити, що хоча наведені технології передбачають усі вище перелічені чотири процеси, але питома енергетична частка їх неоднакова. Тобто для кожного окремого виробництва, як правило, один чи два із чотирьох процесів є основним, а інші – допоміжними. Наприклад, для виготовлення соєвої пасти на перше місце виходить процес нагріву, на друге – подрібнення, потім перемішування та перекачування. Для виготовлення біодобавок основним є процес перемішування, а потім перекачування, підігрівання та подрібнення, яке можна при можливості навіть вилучити. З останнього випливає, що для застосування багатофункціонального ТГА у всьому спектрі переліченого потрібно мати чітке уявлення про фізику процесів, які проходять у проточній частині машини. Це дасть змогу певною мірою керувати ступенем проходження того чи іншого процесу.



Для машини багатофункціонального призначення гідродинамічного принципу дії цікавим є відповідь на запитання перерозподілу енергії між процесами, що реалізуються в проточній частині машини. Тобто важливим є готовність однозначно відповісти на запитання: «Яку частину загальної енергії машина споживає на виконання окремої функції?». При позитивній відповіді впливає можливість свідомого перерозподілу енергії таким чином, щоб підсилити одну або декілька певних функцій за рахунок послаблення інших. Це, у свою чергу, залежить від чіткого уявлення та розуміння фізики процесу, який відбувається у проточній частині машини, є важливим питанням для ряду виробництв. Наприклад, у хімічній промисловості для одержання пігментів першочерговим є процес подрібнювання, для одержання суспензій і фарб – перемішування; у харчовій промисловості для приготування паштетів основним є подрібнювання, для приготування майонезу та згущеного молока – перемішування, а для пастеризації молока – нагрівання.

Домінування одного з процесів створює передумови для формування певної класифікації багатофункціональних машин (рис. 1.1). Так, при явному переважанні функції нагріву машину називаємо теплогенеруючий агрегат, при домінуванні функції подрібнення – теплогенеруючий агрегат-гідромлин, а у випадку превалювання функції перемішування – теплогенеруючий агрегат-гомогенізатор.



Рисунок 1.1 – Класифікація багатофункціональних машин за їх призначенням

На сьогоднішній день існує чітке уявлення про робочий процес багатофункціонального ТГА, який орієнтований на функцію нагріву [2]. Машини, які втілюють цю ідею – ТГА-1, ТГА-2 та ТГА-3, досить широко застосовуються у тваринницькій галузі сільського господарства, де використовуються для приготування соєвого молока і рідких кормових сумішей. Є досвід застосування таких установок у системі опалення приміщень. Необхідно відмітити, що на машині ТГА-2 було проведене випробування для виробництва лакофарбових виробів та

еластичних змащувальних матеріалів (солідол, літол), виготовлення біодобавок, приготування розчинів із нанотрубок, приготування зернового замісу для спиртового виробництва, приготування соків із м'якоттю, приготування майонезу та згущеного молока. Аналіз результатів випробувань показав, що в ряді дослідів ТГА-2 не забезпечує повною мірою якості отриманих продуктів. Насамперед це пов'язано з тим, що при його конструюванні перевага віддана саме процесу теплогенерації. Так, для лакофарбових матеріалів, розчинів нанотрубок, майонезу та згущеного молока слід виділити як основну функцію перемішування. Це дозволить інтенсифікувати процес перемішування компонентів і виведе машину в розряд гомогенізаторів. Для приготування зернового замісу, соків із м'якоттю та біодобавок необхідно акцентувати увагу саме на процесі подрібнення. Це перетворить машину на гідромлин.

### ***Опис існуючих ТГА***

Велике поширення у народному господарстві дістали багатофункціональний ТГА-2 та його модифікації ТГА-1М, ТГА-1 і ТГА-3, які відрізняються продуктивністю і відповідно масогабаритними показниками. Широкого застосування ТГА-2 набули у сільськогосподарських підприємствах Сумської, Кіровоградської, Харківської, Хмельницької та деяких інших областей України. Цей багатофункціональний теплогенеруючий агрегат [22–26] дозволяє здійснювати кілька різних процесів приготування кормових продуктів для тваринницького комплексу: соєве молоко та рідкі дисперсійні кормові продукти.

Багатофункціональний ТГА являє собою машину гідродинамічного принципу дії, у якій відбуваються одночасно кілька процесів:

- а) розігрів робочого середовища в проточній частині ТГА за рахунок її розгону роторними лопатками й гальмування на статорних лопатках;
- б) процес подрібнювання кормового продукту за рахунок високого градієнта швидкостей у порівняно невеликих зазорах проточної частини;
- в) прокачування робочого середовища через проточну частину агрегату;
- г) інтенсивне гідродинамічне перемішування кормової суміші в резервуарі ТГА за рахунок високої швидкості тангенціально спрямованих потоків рідини на

виході з проточної частини ТГА.

Багатофункціональний теплогенеруючий агрегат складається з приводного асинхронного електродвигуна 1 (рис. 1.2), до якого кріпиться проточна частина ТГА, що установлена в резервуар. Проточна частина багатофункціонального ТГА-2 виконана з нержавіючої сталі, складається з робочого колеса 2 із плоскими радіальними лопатками, що обертається між статорних лопатей 3. Для запобігання витоком робочої рідини передбачене сальникове ущільнення 4 із матеріалів на основі терморозширеного графіту. Робоче середовище надходить у проточну частину агрегату через вікно 5.

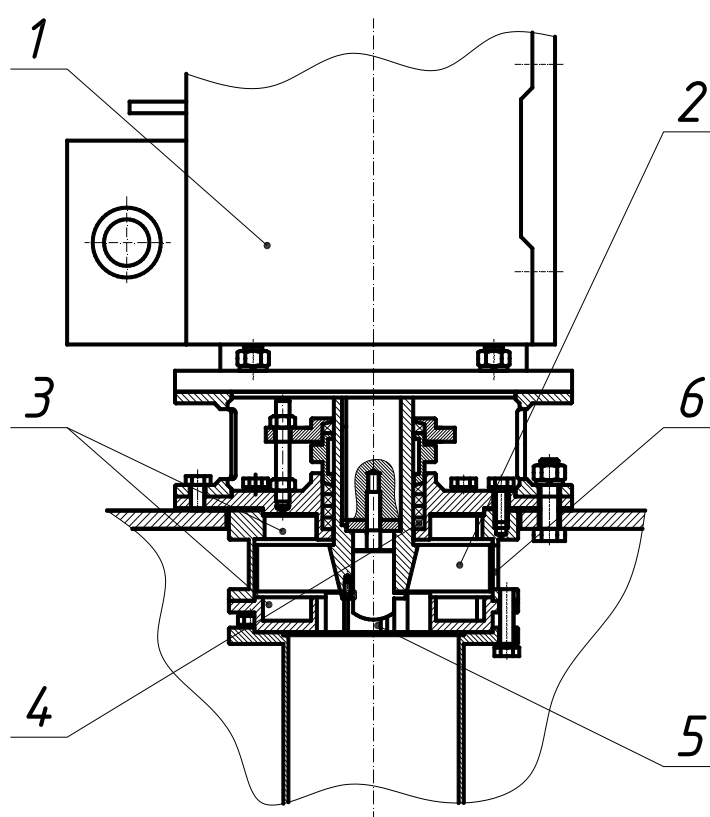


Рисунок 1.2 – Проточна частина багатофункціонального ТГА для кормоприготування

Принцип роботи ТГА полягає в такому [22; 23]. Рідина надходить у проточну частину агрегату, де відбувається її розгін лопатями робочого колеса 2 з подальшим гальмуванням на статорних лопатках. Шляхом утворення вихрових структур відбувається перетворення механічної енергії в теплову. На виході з робочого колеса за рахунок відцентрових сил рідина викидається через вікна 6, що забезпечує насосний ефект проточної частини.

Аналізуючи вищеперелічені можливі сфери застосування багатофункціональної машини, було зосереджено увагу на процесі гідроподрібнення. Цей процес характеризується проходженням подрібнення твердих включень гідросуміші за рахунок руйнівного зусилля. Природа такого зусилля може бути гідродинамічною або механічною залежно від фракції робочого середовища, яку необхідно подрібнити. Так, для подрібнення жирових кульок у процесі гомогенізації молока основне руйнівне зусилля матиме гідродинамічну природу дії. У випадку подрібнення зерна в процесі приготуванні зернової крупи основне руйнівне зусилля матиме механічну природу.

У ряді технологічних ліній різноманітних виробництв процес гідроподрібнення є суміжний із проходженням процесів перемішування, підігрівання та перекачування. Така варіація необхідних процесів наштовхує на доцільність застосування багатофункціональної машини, можливості якої дозволяють реалізовувати одночасно всі необхідні технологічні процеси.

У роботі запропонована ідея зі створення багатофункціонального агрегату-гідромлина (БАГМ), який є відгалуженням від описаного вище класу машин типу багатофункціонального теплогенеруючого агрегату. Звичайно домінуючою функцією нової машини буде функція подрібнення, а функції перемішування, підігрівання та перекачування будуть допоміжними.

## **1.2 Огляд сфер використання БАГМ**

У ході роботи був проведений аналіз деяких сфер народного господарства. Виявлено, що існує ряд виробництв, в які має економічний сенс впровадити процес гідроподрібнення. До таких віднесено спиртове виробництво, технології кормоприготування у тваринництві та нафтопереробку. Опишемо кількома словами стан справ у названих виробництвах.

### ***Спиртове виробництво на зерновій сировині***

Зараз виробництво етанолу – найбільший біотехнологічний бізнес у світі. Ринок спирту стрімко зростає: торік його місткість становила близько 40 млрд літрів. У світі приблизно 10 % спирту йде на виготовлення спиртних напоїв, ще 10

% використовується в хімічній і лакофарбовій промисловості, а інші 80 % застосовуються як добавка до бензину. Світові лідери із впровадження біоетанолу – це Бразилія та США [27].

Значна кількість країн уже сьогодні проводить політику широкого застосування біоетанолу. Такі позиції аргументовані перш за все елементарними принципами енергозбереження та захисту екології: при згорянні етанолу з рослинного волокна виділяється в 10 разів менше вуглекислого газу, ніж при згорянні бензину [28].

В Україні спиртова промисловість має великий потенціал та в близькому майбутньому буде затребувана економікою нашої держави. Необхідно відмітити, що впродовж декількох років Міністерство аграрної політики регулярно ініціює введення податкових пільг для виробників біопалива. Станом на сьогоднішній день уряд України планує з 2013 року розпочати енергозберігаючу програму відносно бензинового палива. Суть програми полягає в здешевленні бензинового палива шляхом додавання до нього етанолу. Об'ємна частка етанолу повинна становити від 5 до 7 %. А у 2014 році на всіх автозаправних станціях в обов'язковому порядку повинна бути така бензинова суміш.

Проведений аналіз стану спиртового виробництва свідчить про гостру необхідність уведення нового ресурсо- та енергозберігаючого обладнання. Існуючі технологічні лінії сучасного вітчизняного спиртпрому складаються з обладнання старого зразка, установленого на них ще за радянських часів. Таке обладнання виробило свій ресурс та застаріло як фізично, так і морально. А в умовах, які диктує сучасна економіка, використовувати таке устаткування дуже недоцільно. Такий стан справ повною мірою розуміє керівництво підприємств, тому в їх діях чітко простежується політика удосконалення технологічної лінії виробництва. Фахівці спиртової галузі на сьогоднішній день проводять активний пошук шляхів зменшення енерговитрат на виробництво готової продукції. Поширеними варіантами є застосування сучасних, більш прогресивних технологій виробництва, установлення нового обладнання. Але при введенні інновацій наші підприємства намагаються знизити капітальні вкладення. Тому має місце ступеневе реформування

технології виробництва спирту. Так, у першу чергу нововведення стосуються первинних стадій виробництва, а зокрема, – етапу підготовки зернового замісу.

Вітчизняні спиртові заводи, що орієнтовані на зернову сировину, працюють за усталеною схемою виробництва. Суть технологічного процесу (рис. 1.3) полягає в таких основних етапах:

- приготуванні зернового замісу;
- розварюванні замісу;
- зброджуванні маси;
- ректифікації спирту.

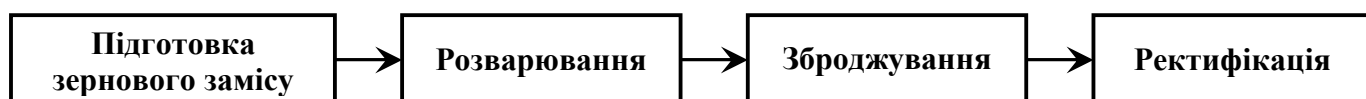


Рисунок. 1.3 – Основні етапи спиртового виробництва

Відзначимо важливість першого етапу. Якщо зерновий заміс приготовлений неякісно, то це призводить до підвищення енерговитрат виробництва і до погіршення умов реалізації процесу зброджування. У результаті спостерігається зниження як якісних, так і кількісних показників готового продукту (спирту).

Розглянемо технологічне обладнання, що використовується на сьогоднішній день у виробництві [29–32]. Але акцентуємо увагу лише на устаткуванні, яке належить до етапу підготовки зернового замісу.

Найбільшого поширення на спиртових заводах набула технологічна схема установки ВНДІПрБ, що наведена на рис. 1.4. Зерно, яке очищене на сепараторах, ковшовим елеватором 1 подається на автоматичні ваги 3, з них – у запасний бункер 4 і далі через дозатор 5 – у молоткову дробарку 6. Дробарка має інерційний живильник, що регулює надходження зерна заслінкою та електромагнітом. Змінні сита мають отвори діаметром 3, 5 і 8 мм. Продуктивність дробарки – 2 т/год, потужність її становить 90 кВт.

Подрібнене зерно спрямовують у змішувач-передрозварник 11 (рис. 1.4), що поєднує у собі два апарати для змішування подрібненого зерна з водою й підварювання замісу за рахунок вторинної пари. Подрібнене зерно змішується з водою, що має температуру 40–45 °С у заданому співвідношенні від 1:2,5 до 1:3,5

залежно від крохмалистості вхідного зерна. Потужність установки становить 35 кВт. Надходження подрібненого зерна й води регулюється дозаторами, що працюють синхронно. Підварений заміс перекачують плунжерним насосом 12 у контактну головку 16, нагрівають до температури 138–140 °С та передають у першу варильну колону 13. Потужність плунжерного насоса становить 15 кВт.

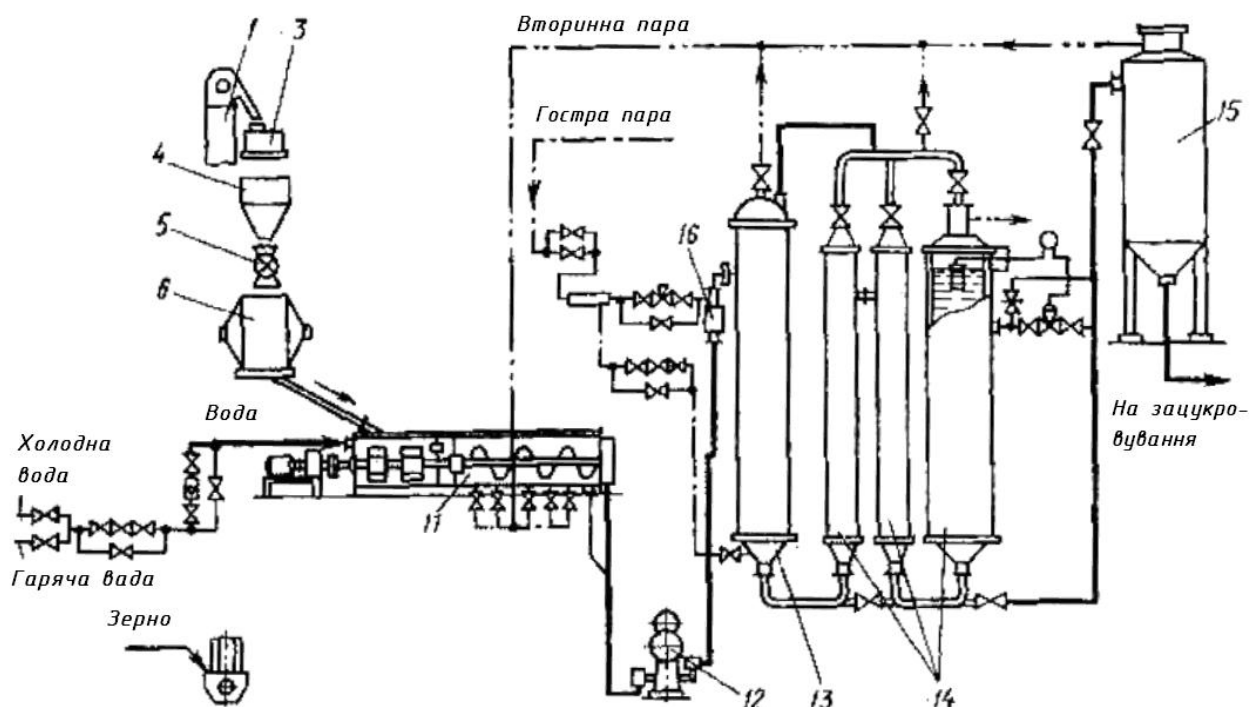


Рисунок 1.4 – Технологічна схема розварювання на установці ВНДІПрБ

Якісними показниками зернового замісу є однорідність і дрібнодисперсність його гранулометричного складу. Якість зернового замісу контролює лабораторія заводу. Так, продукт подрібнення повинен проходити через сито з отворами діаметром 1 мм у 100 % обсязі, залишок на ситі – це прямі втрати виробництва. Фактичне проходження зернового замісу через сито становить у середньому 94 %.

Останнім часом великою проблемою для промисловості є незадовільна якість сировини. Це виражається перш за все у підвищеній вологості зерна, яка значно перевищує нормативні вимоги, що регламентовані відповідними документами [33–37]. Для більшості злаків цей показник повинен становити до 15 %. Але в реальних умовах він становить близько 20 %, а в ряді випадків навіть перевищує цю межу. Відмітимо також, що в сезон поставки кукурудзи досить частим є явище, коли зерно перед безпосереднім завантаженням на подрібнення має вологість 30 %. Перевищення вологості значною мірою погіршує реалізацію сухого подрібнення,

яке застосовується сьогодні на спиртових заводах. Це, у свою чергу, призводить до погіршення якості зернового замісу, який прямо впливає на кінцевий результат усього виробництва. Для вирішення цієї проблеми деякі підприємства навмисно йдуть на ускладнення технологічної лінії за рахунок уведення у процес додаткового високоенергетичного обладнання – сушарки. Сумарні енерговитрати такого додаткового обладнання становлять близько 100 кВт.

Таке вирішення питання призводить до абсурдної ситуації, коли спостерігається нераціональність у використанні енергоресурсів, а саме: спочатку вологу сировину висушують, а після подрібнення її перемішують із водою.

Пропонується залучення до спиртового виробництва процес гідроподрібнення, який характеризується високою однорідністю за всім об'ємом і значно меншим порівняно з існуючим гранулометричним складом зернового замісу. До того ж зникне потреба у попередньому сушінні сировини.

Один із варіантів, що забезпечує принципи пропонованої ідеї, – це впровадження багатофункціонального агрегату-гідромлина. Перевага пропонованої машини полягає в можливості реалізувати принцип багатофункціональності, суть якого пояснюється реалізацією в проточній частині однієї машини ряду функцій. У той час як «стара» схема мала потребу в роздільному підході до кожної функції, маючи для їх реалізації власні машини й установки. Інакше кажучи, пропонується замінити ряд однофункціонального обладнання на один багатофункціональний гідромлин. Більше того, впроваджуваний БАГМ дозволяє забезпечити більшу якість вихідного продукту розглянутих стадій технологічної лінії, що в кінцевому підсумку дозволяє значною мірою знизити енерговитрати виробництва у цілому. Тому гідромлин має економічний ефект, що проявляє себе не тільки в зниженні енерговитрат на виробництво, а й у збільшенні кількісних і якісних показників кінцевого продукту виробництва – спирту.

### ***Технології кормоприготування у тваринництві***

Більшість сьогоднішніх господарств використовують сухий метод годівлі. Доведено, що суха їжа в шлунку тварини піддається уповільненій ферментації й більш складному засвоєнню. Це неминуче призводить до зменшення показників



приросту ваги. Останнє вирішується шляхом додавання до кормів біостимуляторів росту, що, звичайно ж, позначається на якості м'яса. Ціна такого продукту знижується. Це негативний бік сухого методу годівлі. Відмітимо і позитивні сторони цього підходу. До них слід віднести зручне транспортування сировини, її зберігання та подачу приготованих кормів до тварини.

Виходячи з того, що частка недоліків сухого методу годівлі тварин перевищує його переваги, прогресивні господарства активно переходять на метод годівлі тварин рідкими кормовими сумішами. Його суть полягає в тому, що тварину годують не сухими кормами, а здрібненими й підігрітими рідкими кормами, в основі яких лежать спеціально підібрані раціони із зернових культур. Порівнюючи із сухими кормами, рідкі кормові суміші при годівлі збільшують приріст, зменшується захворюваність тварин, а їх м'ясо як продукт має статус екологічно чистого.

Реалізація такого методу пов'язана з необхідністю в спеціальному устаткуванні для готування та подачі кормових сумішей, а також у кваліфікованому персоналі, який обслуговує це обладнання.

Виходячи з позиції, що принцип роботи обладнання для приготування рідких кормових сумішей доцільно побудувати на процесі гідроподрібнювання, пропонуємо використання БАГМ для реалізації описаного методу (рис. 1.5). Зерно разом із водою подається в гідромлин, де відбуваються його подрібнювання, ретельне перемішування й підігрівання. В результаті на виході з БАГМ маємо збалансовані та корисні рідкі кормові суміші.

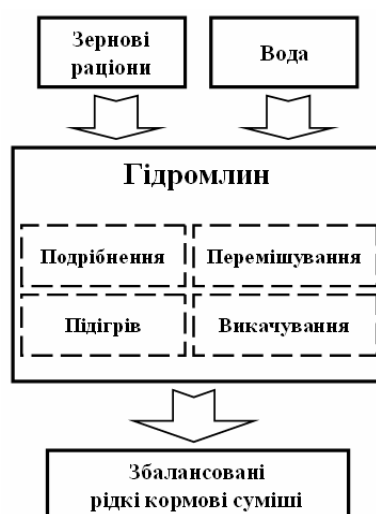


Рисунок 1.5 – Схема приготування рідких кормових сумішей

### *Впровадження БАГМ для технологічного процесу нафтопереробки*

Під час проведення крекінгу нафти на стадії перегонки у вакуумній колоні (рис. 1.6), існує така проблема.

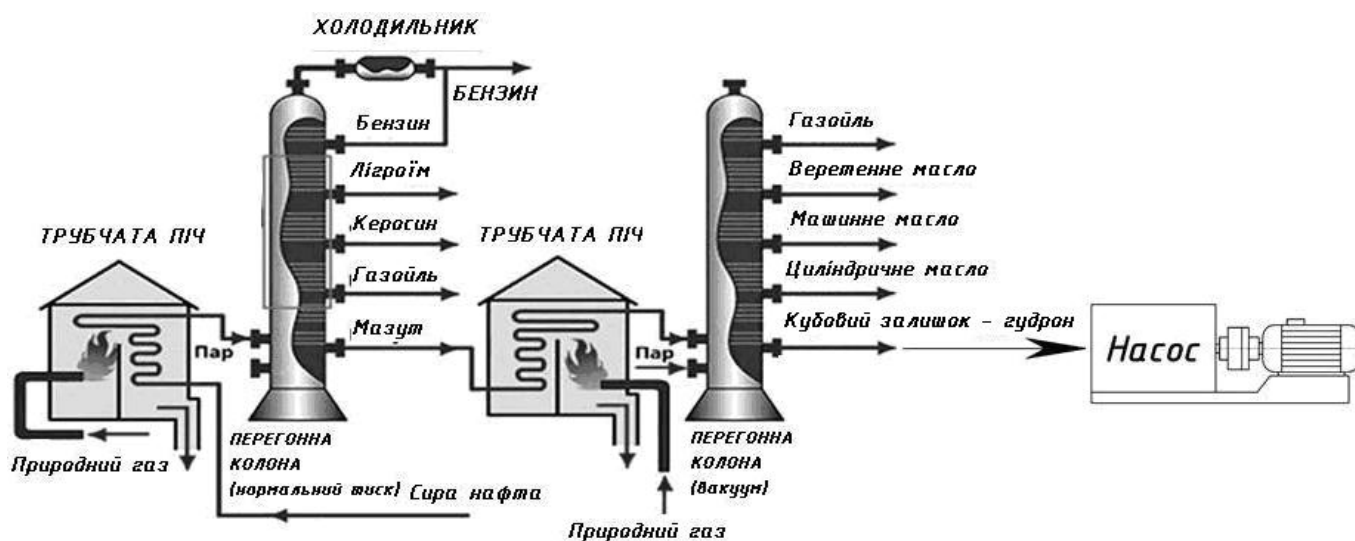


Рисунок 1.6 – Схема реалізації крекінгу нафти

Відомо, що процес відбувається при температурі близько 400 °С. У результаті мазут розшаровується на різні фракції, найважча з яких – це гудрон. При вилученні гудрону з крекінгової колони виникають певні труднощі. Це пов'язано з тим, що в гудроні утворюються частинки коксу. Кокс має тверду пухку структуру. Така добавка в гудроні дуже негативно впливає на насос, який його викачує. При роботі насоса на такому двофазному робочому середовищі відбувається забивання каналів робочого колеса. У результаті таких умов роботи виникає дисбаланс насоса. Внаслідок цього дуже дороге обладнання виходить із ладу. Крім того, вихід з ладу насосного агрегату спричиняє певний простій у технологічному процесі, що призводить до ще більших економічних втрат виробництва.

Пропонується перед насосом реалізувати процес гідроподрібнювання, що забезпечить руйнування частинок коксу до безпечних розмірів. Для цього перед насосом необхідно встановити БАГМ, як показано на рис. 1.7.

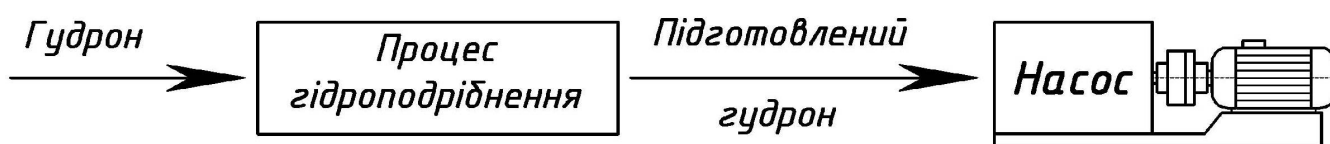


Рисунок 1.7 – Варіант впровадження БАГМ для підготовки гудрону

### 1.3 Інформаційний огляд конструктивних схем гідромлинів

На сьогоднішні день процес гідроподрібнення набув широкого застосування в багатьох сферах народного господарства. Для його реалізації використовується велика кількість різноманітних конструктивних схем, які за своєю суттю відрізняються одна від одної. Відмінності між такими машинами лежать не тільки в їх назві (диспергатори, роторно-пульсаційні апарати, кавітатори та інші), але й у принципі дії, який має різну природу виникнення. Так, за принципом руйнування твердого включення робочого середовища розрізняють механічний та гідродинамічний способи. До механічного відносять: зріз, плющення та стирання. До гідродинамічного відносять: кавітаційний, ультразвуковий і вихровий впливи. Часто використовується комбінування різних варіантів впливу. Кожна з існуючих машин має конкретну сферу застосування, що ще більше розширює конструктивну різноманітність у загальному переліку машин такого призначення.

Наведемо деякі варіанти конструкцій машин, що реалізують подрібнення сировини в рідкому середовищі, та зазначимо сферу їх застосування.

Так, у [38] запропоновано конструкцію насоса з робочим колесом закритого типу (рис.1.8). Винахід належить до галузі перемішування матеріалів та їх подрібнення з одночасним перекачуванням рідких середовищ. Технічна задача, що вирішується винаходом, – подрібнення великих частинок за рахунок механічного руйнування, гідравлічного удару і кавітації.

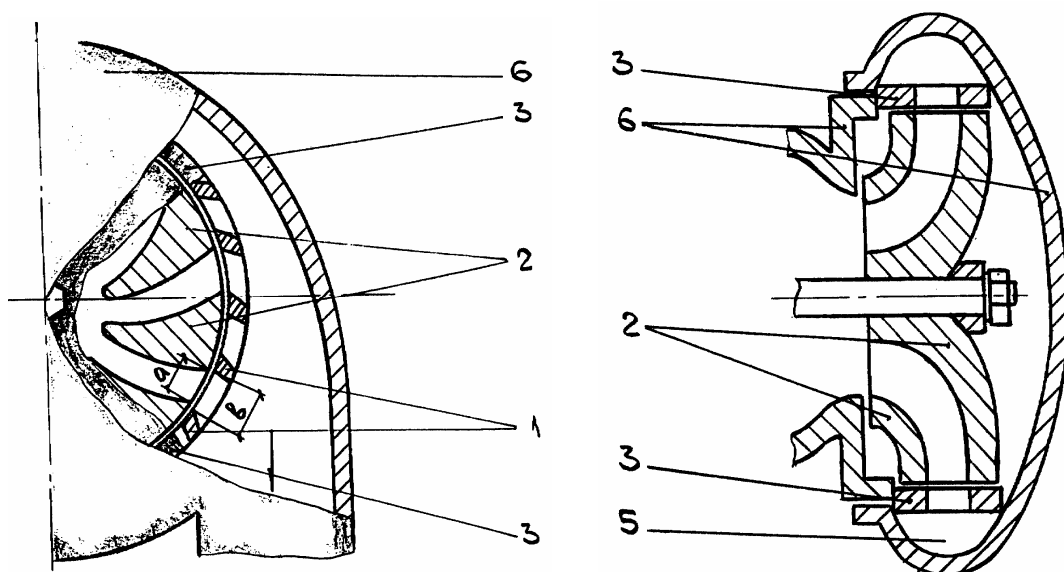


Рисунок 1.8 – Конструкція відцентрового насоса з робочим колесом закритого типу

Звернемо увагу на роторний диспергатор [39] (рис. 1.9). Винахід належить до подрібнення зернистих матеріалів і може бути використаний у процесах диспергування суспензій та обробки забруднених робочих рідин.

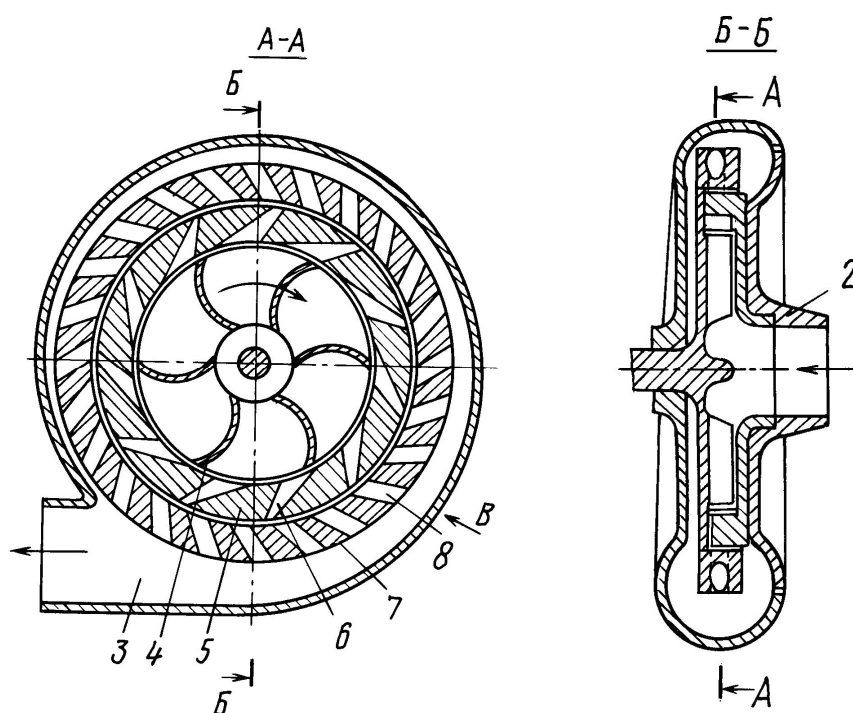


Рисунок 1.9 – Конструкція роторного диспергатора

Проаналізуємо декілька конструкцій роторних апаратів гідроударної дії. Розглянемо варіанти, подані в [40–43]. На рис. 1.10, 1.11, 1.12 та 1.13 безпосередньо зображені конструктивні схеми проточних частин роторних апаратів гідроударної дії. Наведені винаходи відносять до подрібнювально-змішувального обладнання. Тому сфера їх застосування зумовлена проходженням процесів змішування матеріалів, їх подрібнення. Такі машини можуть бути використані, наприклад, у процесах диспергування гомогенних і гетерогенних суспензій та емульгування рудних і нерудних матеріалів у різних галузях промисловості. Принципи дії цих машин обумовлені застосуванням гідравлічних ударів і кавітації.

До суттєвих недоліків вищеперелічених машин необхідно віднести перш за все складність геометрії робочих коліс, що тягне за собою нетехнологічність деталей та підвищену вартість. Звернемо увагу також на той факт, що в кавітаційній області буде спостерігатися підвищене зношення робочих елементів машини. Крім того, на зношення робочих органів значно впливатимуть процес подрібнення, який хоч і частково, але є механічним, та робота в абразивному середовищі. У свою чергу,

підвищення зношення робочих елементів неминуче призведе до зниження ресурсу. Таким чином, маємо відносно дорогую проточну частину машини з відносно малим ресурсом роботи. Необхідно також відмітити можливість проходження без подрібнення твердих частинок, розмір яких не перевищує розміру міжлопатевого простору робочого колеса.

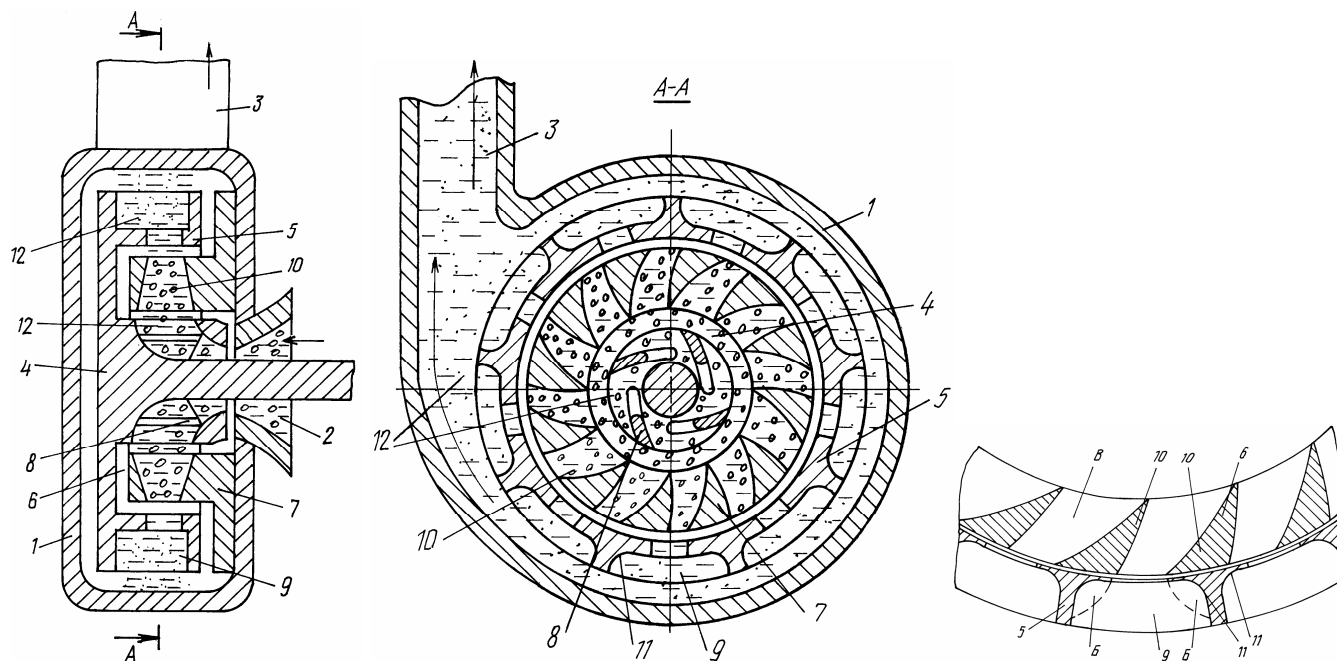


Рисунок 1.10 – Конструкція роторного апарата гідроударної дії

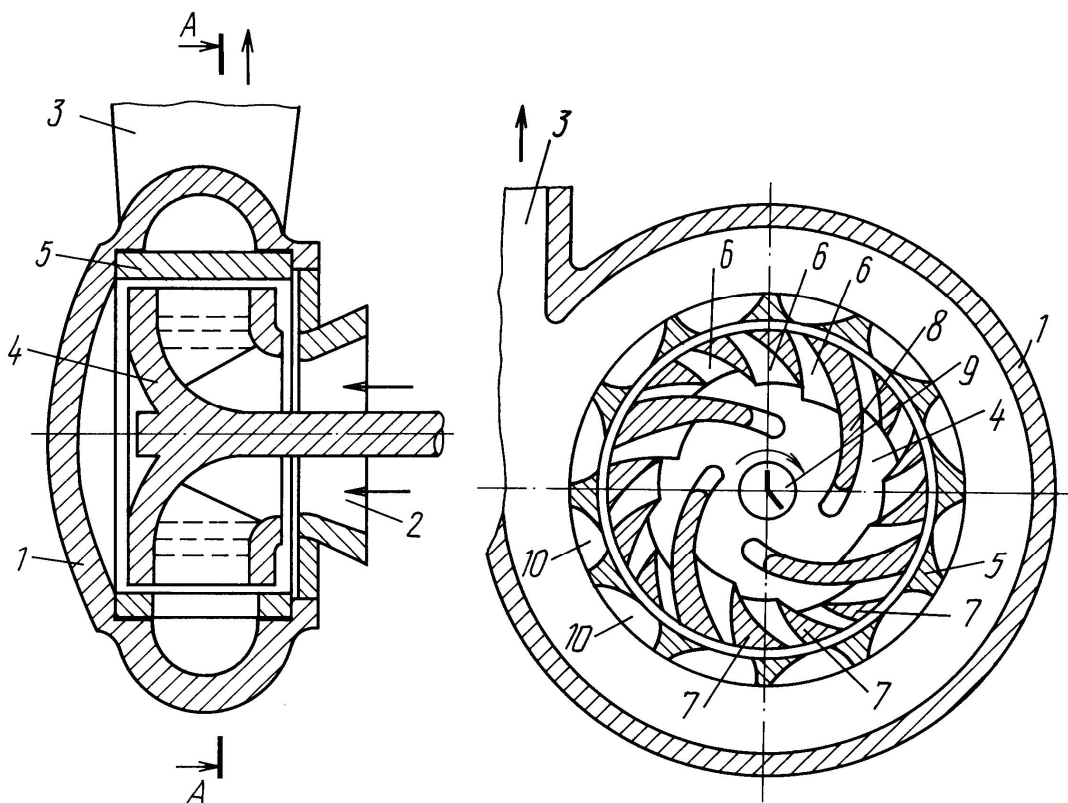


Рисунок 1.11 – Конструкція роторного апарата гідроударної дії

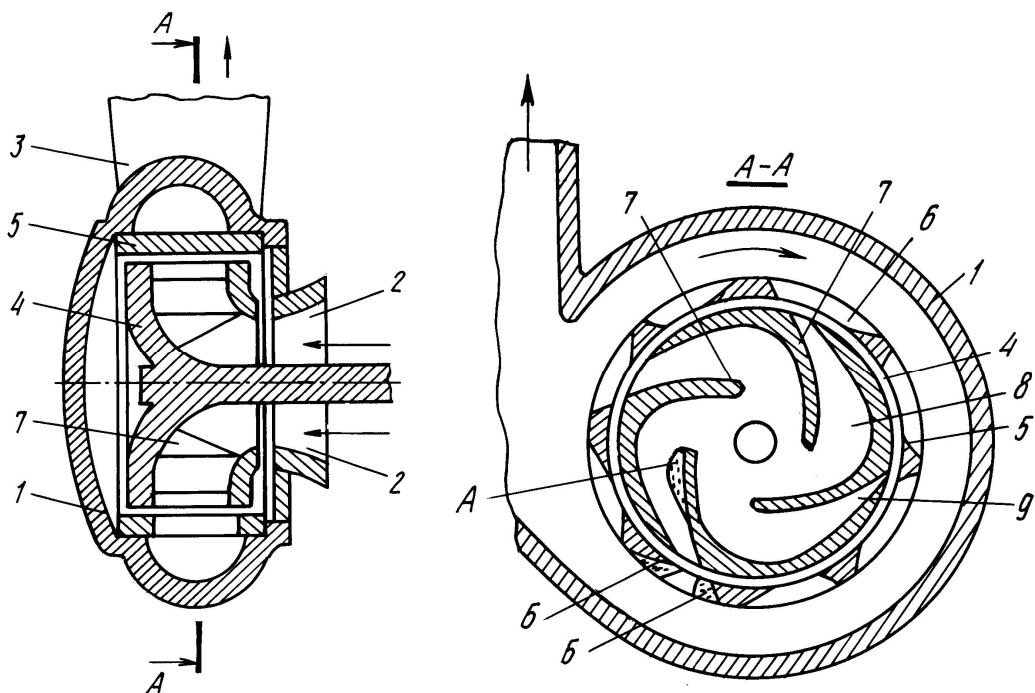


Рисунок 1.12 – Конструкція роторного апарата гідроударної дії «Аргус»

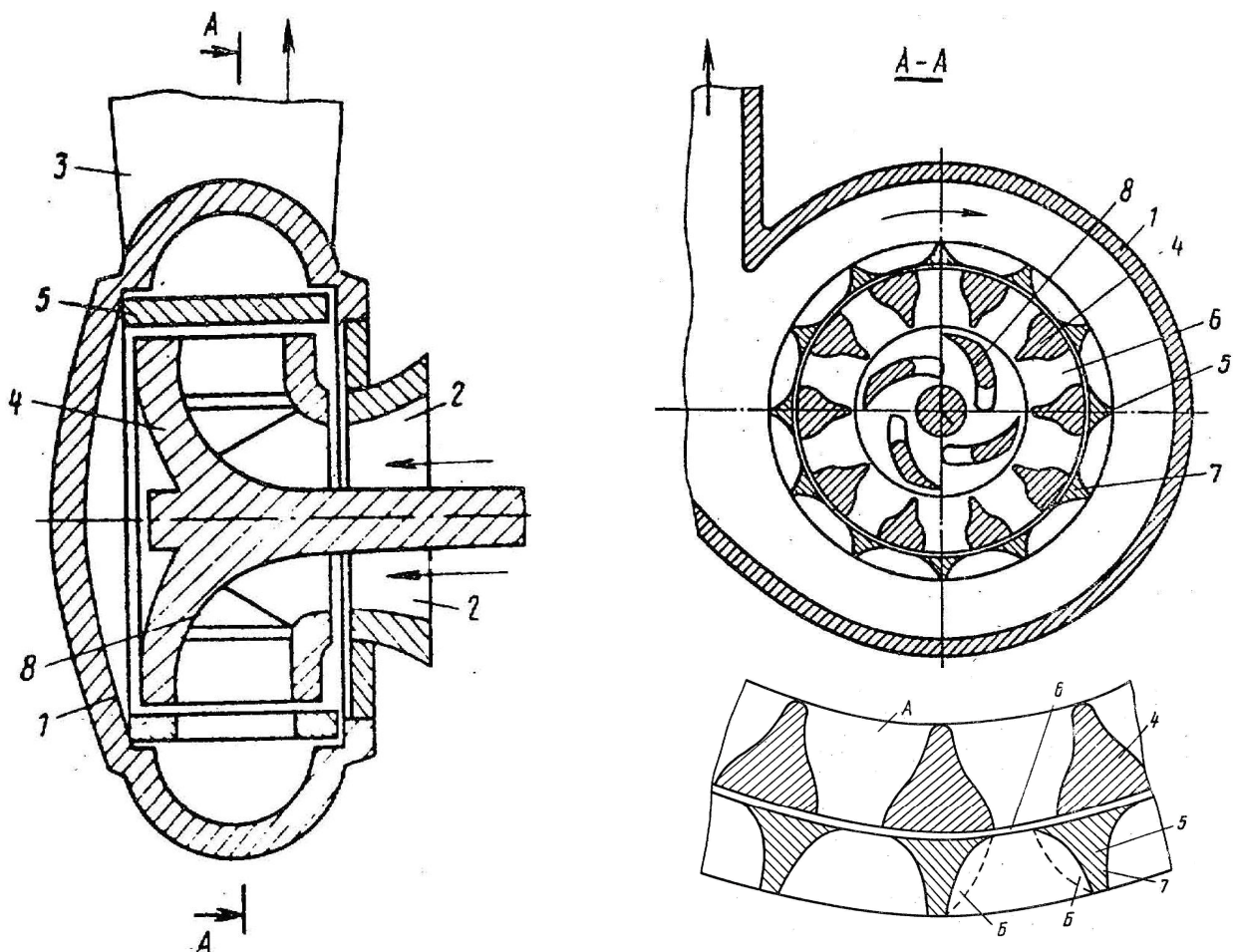


Рисунок 1.13 – Конструкція роторного апарата гідроударної дії

Розглянемо конструкцію дискового пристрою для подрібнення, який наведено на рис. 1.14 [44]. Метою цього винаходу є створення пристрою для подрібнення, яке

має комплект подрібнювальних елементів нерухомого диска, саморегульованих щодо комплекту подрібнювальних елементів обертового диска без помітного зниження осьової жорсткості пристрою. Відповідно до ознак винаходу це досягається за рахунок того, що між нерухомим диском і його подрібнювальними елементами розміщується одна або більше камер, що деформуються в осьовому напрямку і містять переважно постійний об'єм нестисливого гідравлічного середовища.

До недоліків, крім описаних відносно попередніх конструкцій, необхідно віднести те, що конструкція допускає зниження осьової жорсткості пристрою. Останнє навіть при своїх незначних величинах може призвести до серйозних наслідків, пов'язаних із питаннями дисбалансу.

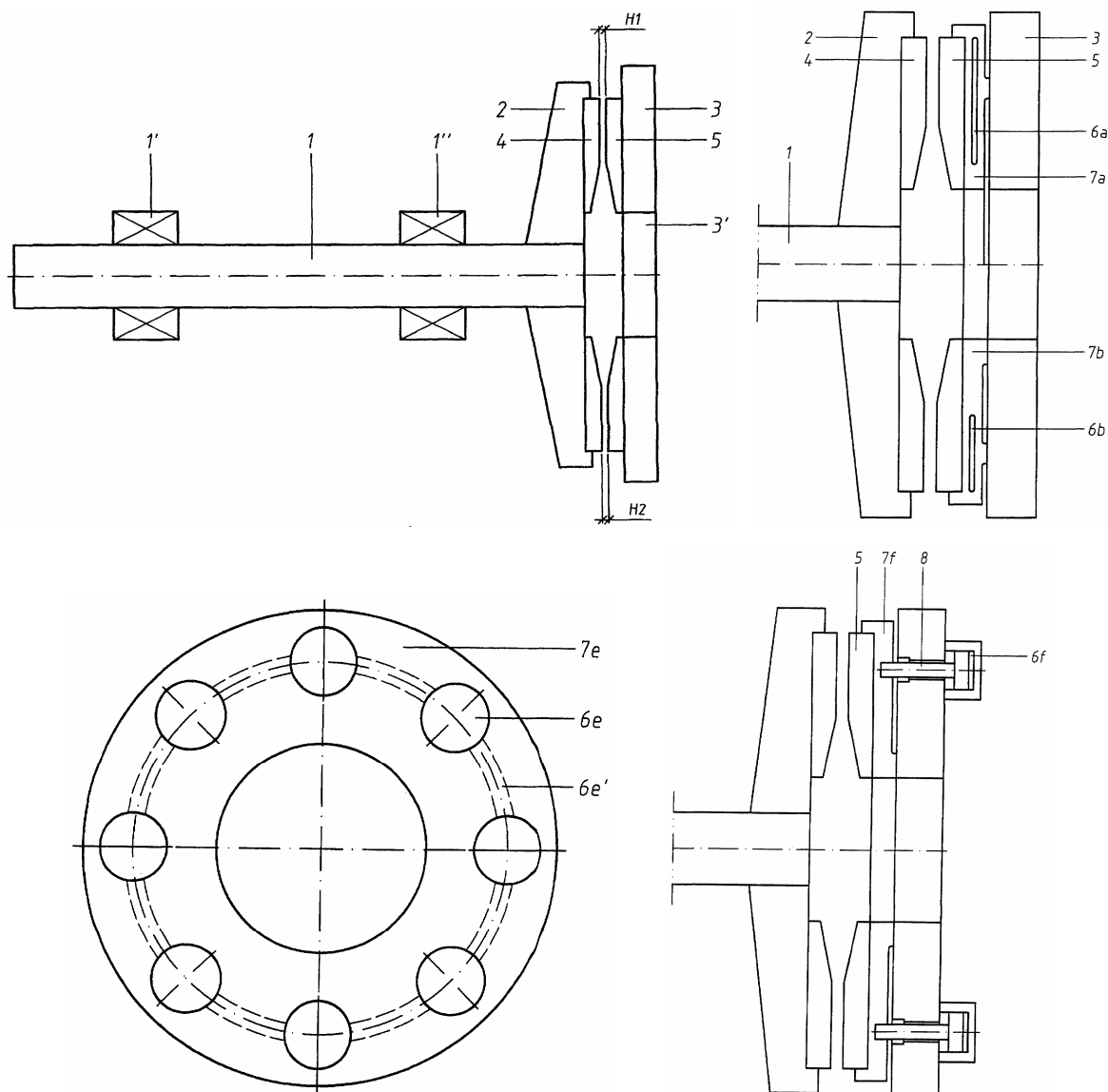


Рисунок 1.14 – Конструкція дискового пристрою для подрібнення

Звернемо увагу на пропонований у [45] пристрій для подрібнення рослинної сировини. На рис. 1.15 показана конструкція машини. Винахід належить до харчової промисловості і може бути використаний для подрібнення харчової рослинної сировини при отриманні різноманітних пюре та соків.

До недоліків наведеної конструкції необхідно віднести її циклічний принцип дії. Останнє пояснюється порційним завантаженням сировини, яке відбувається за відсутності верхнього диска.

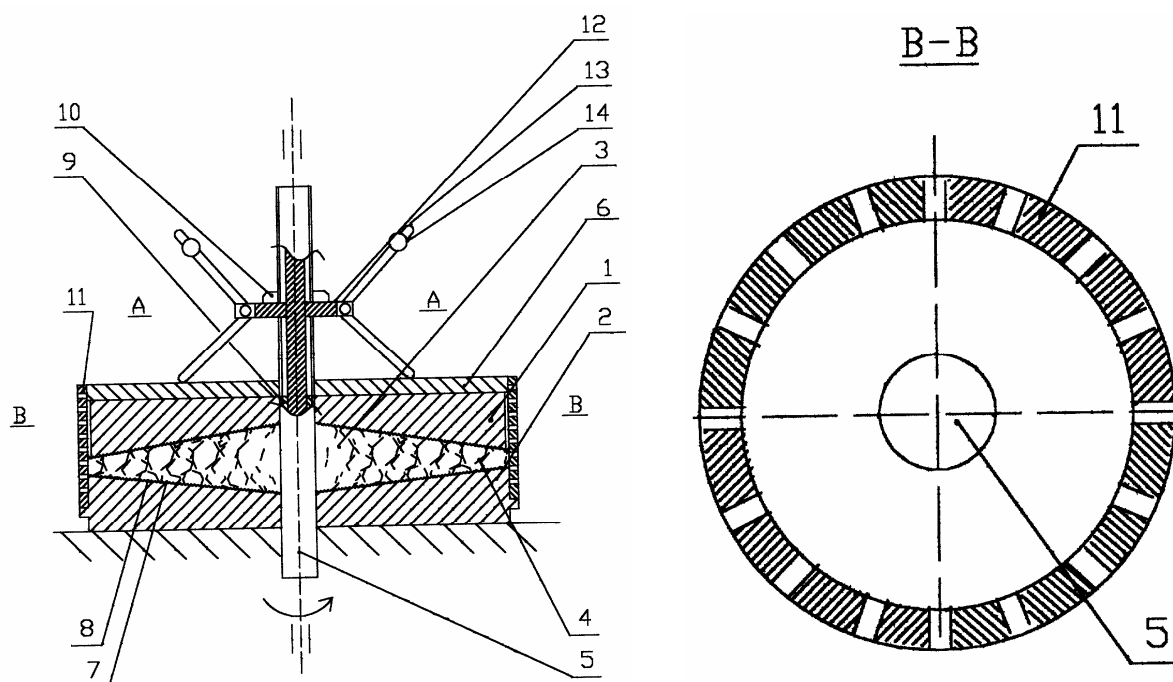


Рисунок 1.15 – Конструкція пристрою для подрібнення рослинної сировини

Ще одна конструкція дискового млина наведена у [46] (рис. 1.16). Винахід належить до пристроїв для подрібнення матеріалів у рідкому середовищі та може бути використаний у різних галузях промисловості, зокрема в гірській і металургійній. До переваг машини необхідно віднести можливість регулювання ступеня подрібнення, наявність системи рециклу для частинок продукту, які пройшли через диски і не подрібнилися до певного розміру. Якщо в машині передбачена система рециклу, то конструкція заздалегідь допускає незадовільну якість подрібнення при одноразовому проходженні сировини через проточну частину машини. А за такої умови цілком можлива ситуація, при якій величина рециклового потоку може бути настільки великою, що при безперервній подачі нової сировини відбудеться забивання проточної частини. Крім того, у наведеній



конструкції закладена контактна взаємодія робочих дисків, що неминуче призведе до підвищення їх зношення.

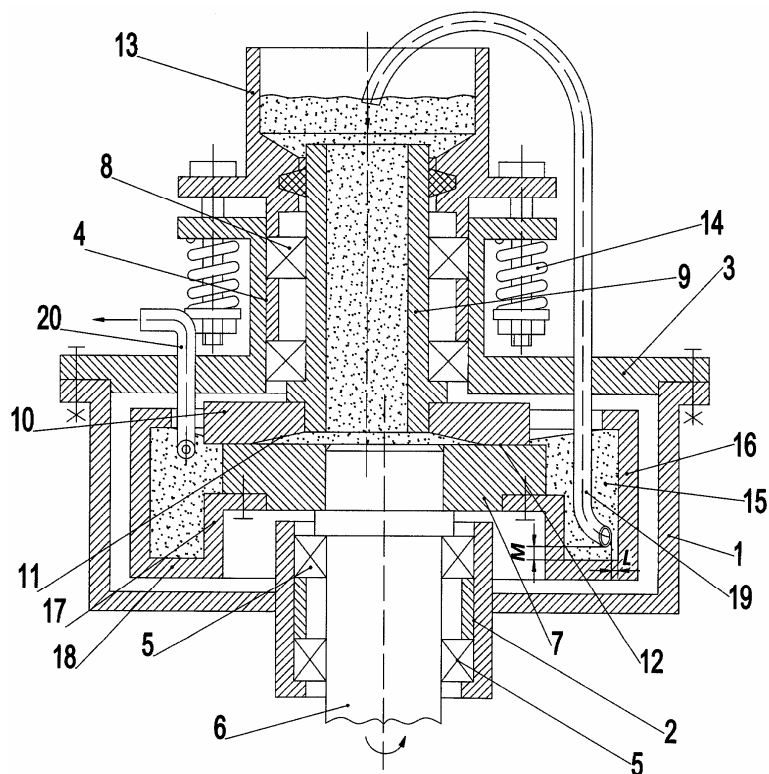


Рисунок 1.16 – Конструкція дискового млина

Розглянемо відцентровий млин, який детально описаний у [47]. Винахід належить до подрібнювального устаткування й може бути використаний на гірничо-збагачувальних підприємствах, а також під час перероблення горничохімічної сировини, будівельних матеріалів, вугілля й коксу. На рис. 1.17 показана конструкція цієї машини.

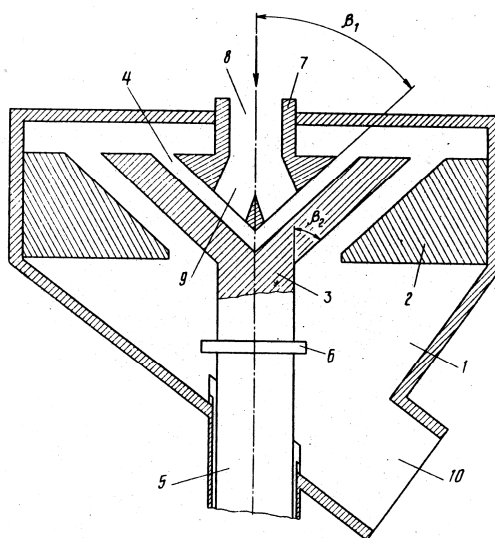


Рисунок 1.17 – Конструкція відцентрового млина

Позитивні сторони пропонованої конструкції:

- подрібнення проходить у три стадії: попереднє подрібнення в порожнині 9, подрібнення в робочій порожнині 4 й остаточне подрібнення в порожнині між обертовим 3 і нерухомим 2 конусами;
- відносна простота конструкції.

Недоліком цієї конструкції є відсутність елемента, що контролює якість вихідного продукту.

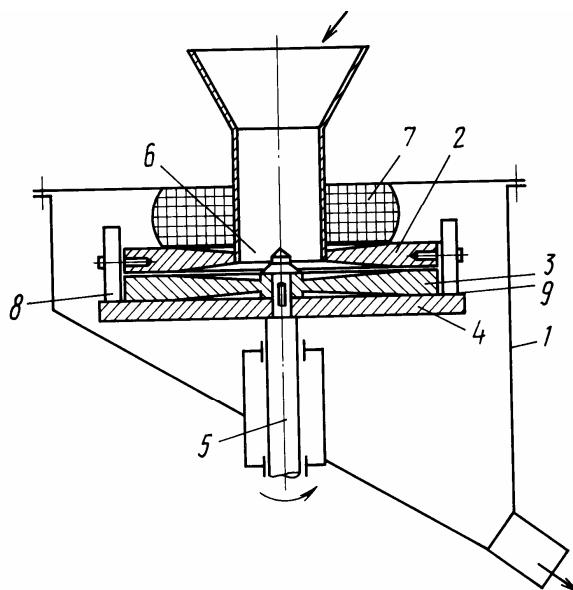


Рисунок 1.18 – Пристрій для подрібнення

Пристрій для подрібнення описаний у [48]. Винахід належить до техніки подрібнення і може бути використаний для подрібнення матеріалів середньої міцності, зокрема зерна. Рисунок 1.18 відображає конструктивну схему машини. Недолік конструкції – контактна взаємодія робочих дисків.

Розглянемо пристрій для подрібнення матеріалів, опис якого наведено в [49]. Цей винахід належить до техніки подрібнення матеріалів, призначених для перетирання рідких і пастоподібних матеріалів, застосовуваних для малярських робіт та в інших галузях промисловості, наприклад у хімічній. Конструкція пристрою показана на рис. 1.19. Опишемо позитивні сторони наведеної конструкції:

- подрібнення відбувається в кілька етапів: попереднє подрібнення рухомим ножом 10; наступне – нерухомим ножом 8; подрібнення в зазорі між ножом 8 і поверхнею обертового жорна 6 й остаточне оброблення в зазорі між жорновими

дисками;

- пристрій має можливість повертатися на цапфах 22 для вивантаження матеріалу при поломці;
- є регулювання тонкості подрібнення шляхом повороту гвинта 20;
- загальна конструкція машини подана досить компактною, а установка на візку надає їй мобільності.

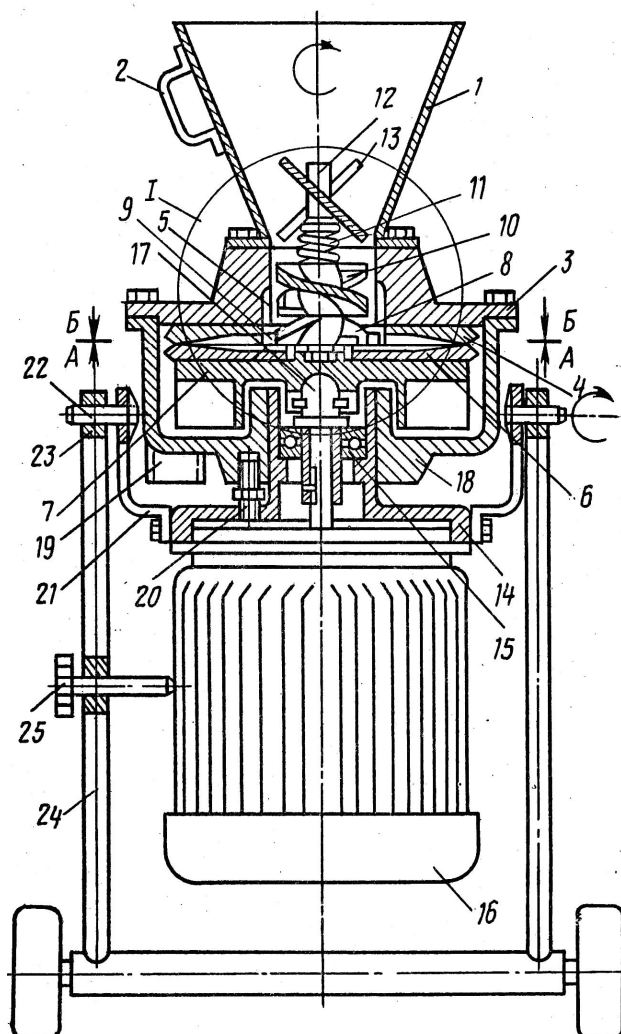


Рисунок 1.19 – Конструкція пристрою для подрібнення матеріалів

Недоліками даної машини є:

- технологічна складність конструкції;
- високе зношування нерухомого ножа 8, оскільки він перебуває в безпосередньому контакті з обертовим жорновом 6.
- позиційне розміщення електродвигуна потребує значної уваги до ущільнення вала, що ускладнюється специфікою робочого середовища.

Наступний варіант описаний у [50]. На рис. 1.20 подане його конструктивне втілення.

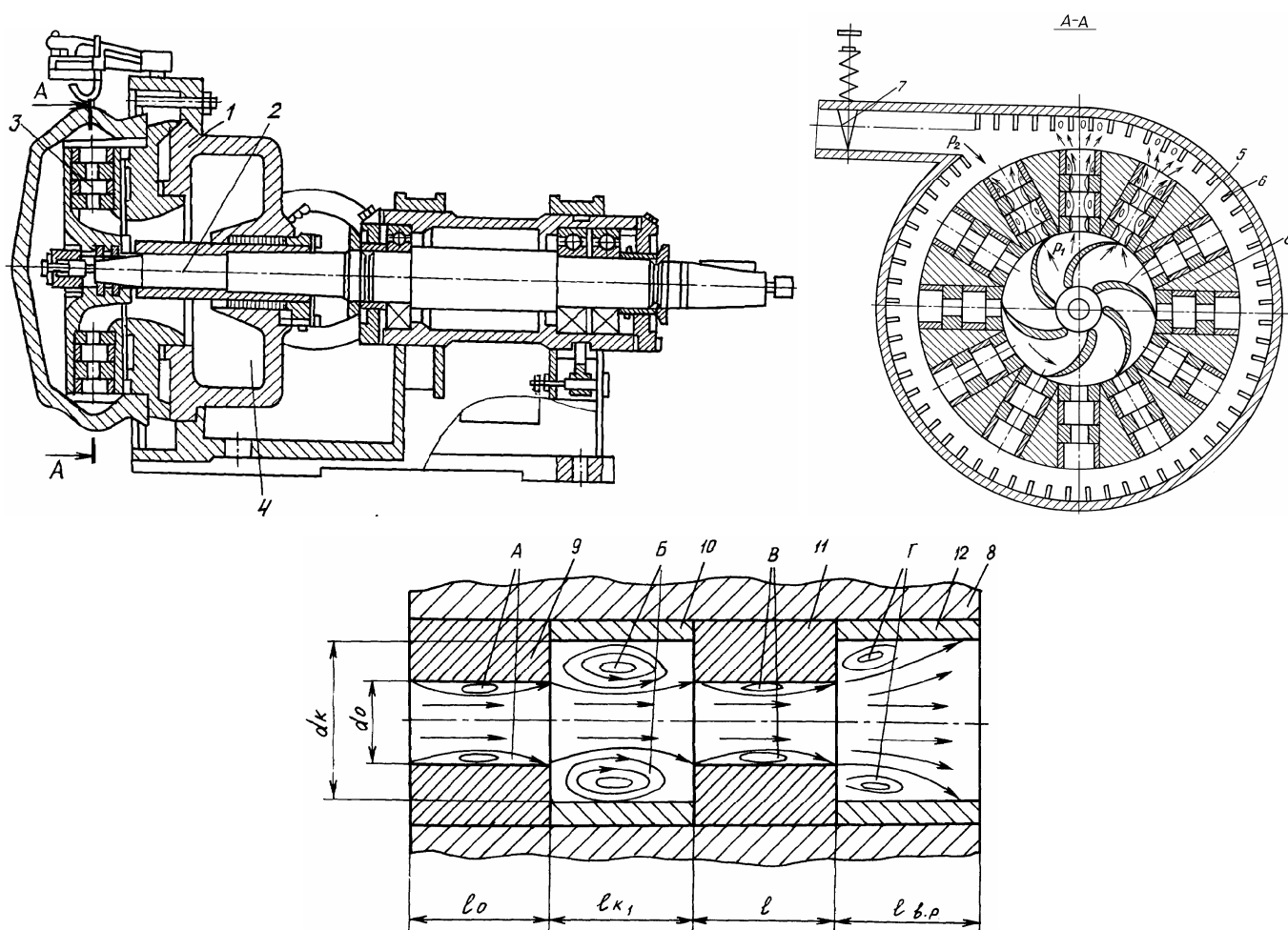


Рисунок 1.20 – Конструкція роторного гідродинамічного кавітаційного апарата

Винахід належить до пристроїв утворення потокової кавітації із захопленням кавітаційних бульбашок в оброблюваній рідині, емульсії, суспензії і може застосовуватися для змішування незмішуваних рідин, приготування водовугільного палива, тонкодисперсного подрібнення гірських порід, знезараження та стерилізації оброблюваних продуктів, приготування рідких кормів із злаків і т. д. До недоліків потрібно віднести високий рівень зношення. Це пояснюється постійною наявністю процесу кавітації біля робочих органів машини.

Ще один із пропонованих варіантів [51]. На рис. 1.21 показана конструкція роторного гідродинамічного апарата для обробки рідких середовищ. Група винаходів належить до пристроїв, що створюють кавітацію в потоці рідких середовищ для впливу на них із метою зміни їх властивостей, і може бути використана для здійснення різних технологічних процесів (подрібнення,

диспергування, емульгування, гомогенізації, перемішування, механохімічної активації, знезараження, нагрівання та інше), що проходять у рідких середовищах, в гірничорудній, паливній, хімічній, фармацевтичній, лакофарбовій та інших галузях промисловості.

До недоліків конструкції слід віднести прямі радіальні пази на статорній та роторній робочих частинах дисків. При обертанні системи зубців ротора в системі зубців статора постійно будуть наявні відкриті проходи, що утворені радіальними пазами. Це, у свою чергу, призведе до проходження певної частини твердих включень без подрібнення. Тобто машина не забезпечує однорідності подрібнення.

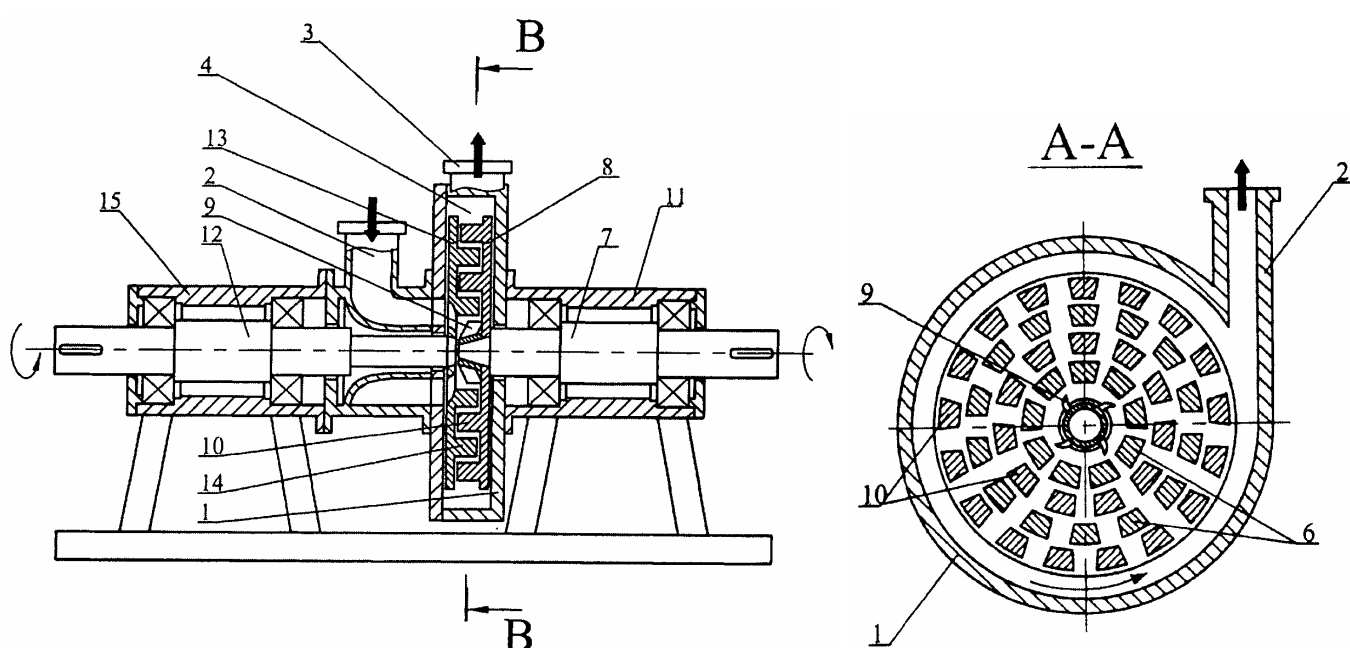


Рисунок 1.21 – Роторний гідродинамічний апарат для обробки рідких середовищ

Звернемо увагу на конструкцію, запропоновану в [52]. На рис. 1.22 показана конструктивна схема пристрою для тонкого подрібнення сировини, що містить у собі крохмаль. Винахід належить до обладнання для крохмалопатокової промисловості, зокрема до пристроїв для тонкого подрібнення сировини, що містить крохмаль, і може застосовуватися у суміжних галузях промисловості, наприклад у консервній тощо.

Один із недоліків полягає в досить частій необхідності чистити сито, що знаходиться всередині проточної частини машини. Для виконання цієї операції необхідно повністю розбирати проточну частину машини, що призводить до певного ускладнення процесу обслуговування пристрою. На схемі в перерізі А–А

чітко видно, що радіальні канали статорного та роторного кілець при певному кутовому положенні повністю відкривають безперешкодний прохід робочого середовища від входу в міждисківий простір до його виходу. Це призведе до недостатньо якісного подрібнення.

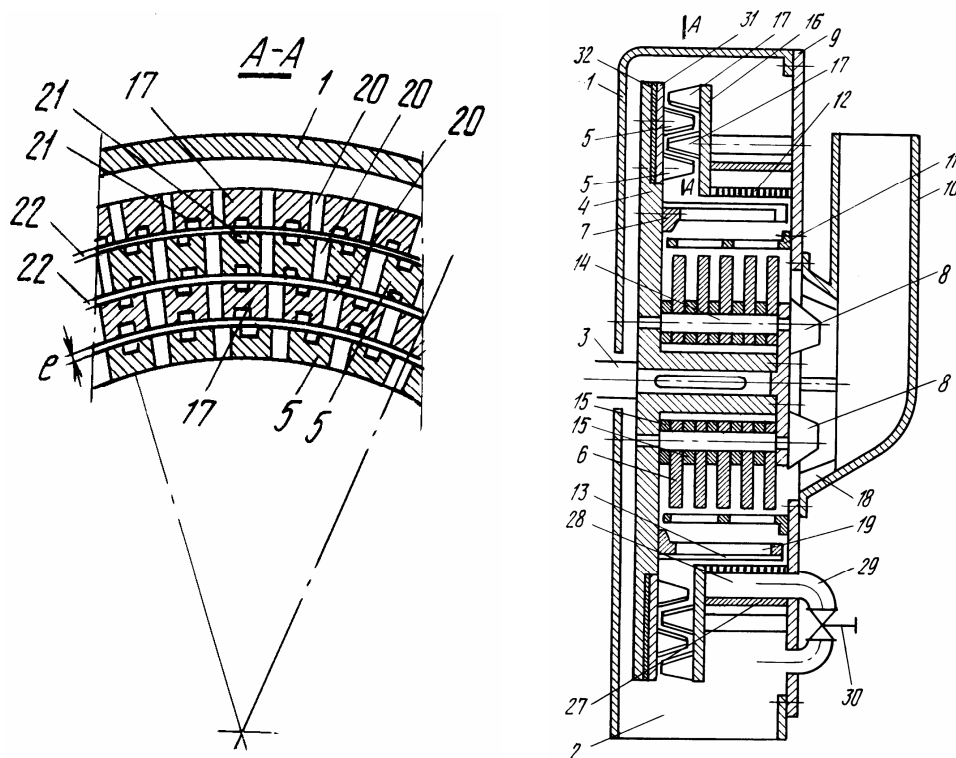


Рисунок 1.22 – Пристрій для тонкого подрібнення сировини, що містить крохмаль

Розглянемо конструкцію роторного гідравлічного млина [53], що показана на рис. 1.23.

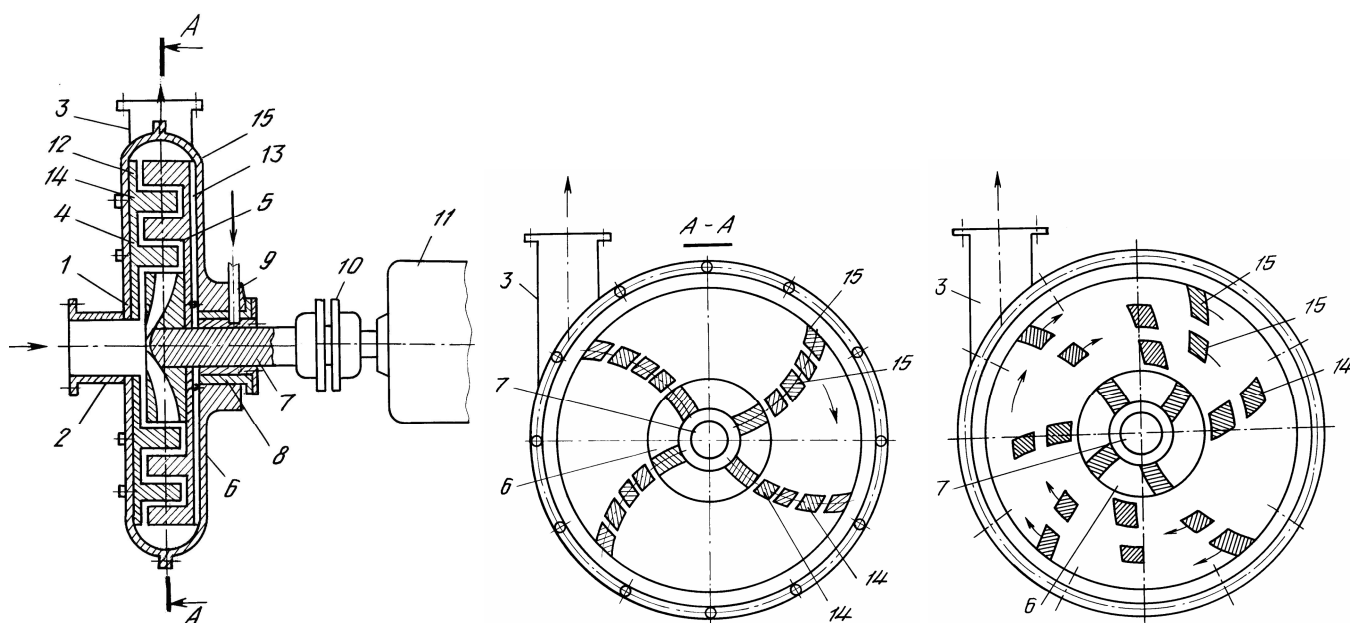


Рисунок 1.23 – Конструкція роторного гідравлічного млина

Винахід належить до подрібнення та диспергування дрібнозернистих матеріалів із застосуванням гідравлічних ударів і гідродинамічної кавітації. Може бути використаний у гірській та будівельній промисловостях, у технологічних схемах збагачувальних фабрик і в енергетиці, в схемах підготовки твердого палива для спалювання. Робочі органи виконані з діелектриків (гума, поліуретан тощо) для усунення можливості акумулювання на їх поверхнях кавітаційних бульбашок, які мають позитивний або негативний заряд.

Конструкція не передбачає розвантаження осьового зусилля. До недоліків необхідно віднести сумнівну можливість робочих органів, виготовлених із діелектричних матеріалів, виконувати процес подрібнення.

Ще один із способів подрібнення матеріалів та пристрій для подрібнення матеріалів наведені в [54]. Конструктивна схема, що розглядається, показана на рис. 1.24.

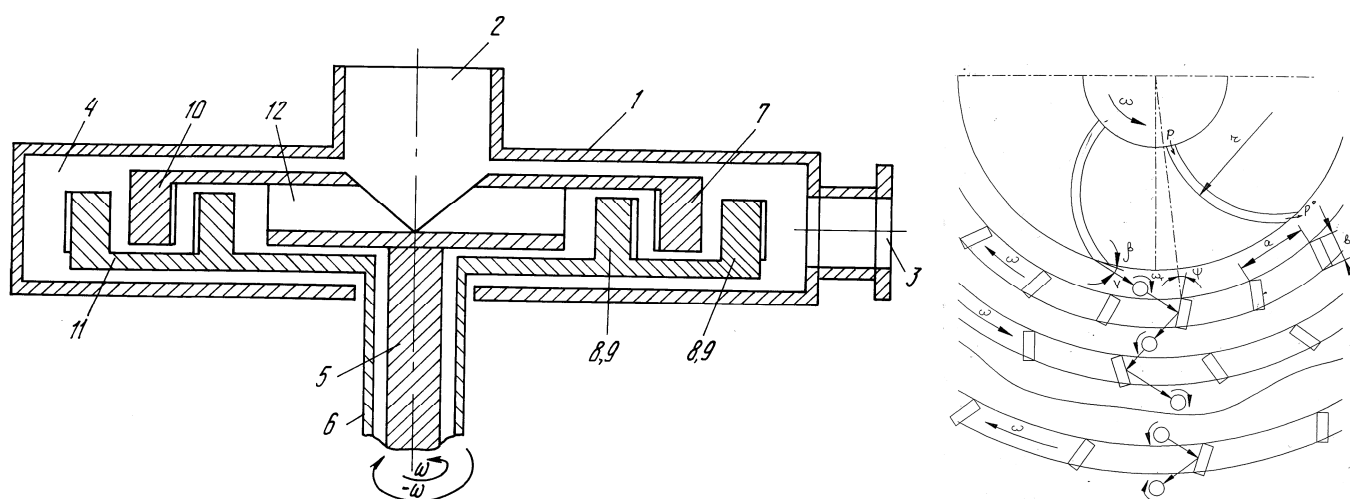


Рисунок 1.24 – Пристрій для подрібнення матеріалів

Винахід належить до технології тонкого і надтонкого подрібнення матеріалів різної твердості та абразивності, призначений для отримання полідисперсних матеріалів розмірами частинок від 2 до 45 мкм і може бути використаний у будівельній, гірничорудній, хімічній, енергетичній та інших галузях промисловості.

Звернемо увагу на роторно-вихровий млин [55]. На відповідному рис. 1.25 наведено конструктивне виконання цієї машини. Винахід належить до пристроїв для подрібнення і може бути використаний у виробництві порошкових матеріалів для отримання продукту із заданою дисперсністю.

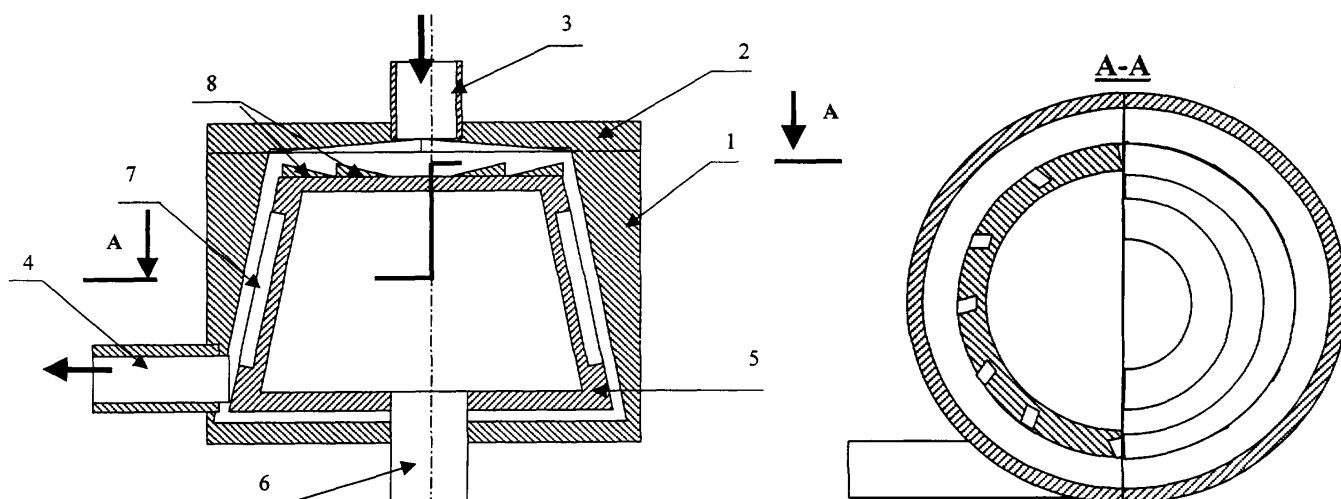


Рисунок 1.25 – Роторно-вихровий млин

Виходячи з наведеної конструкції, виникає певний сумнів, що вихор, утворюваний пазами на робочій поверхні, буде спричиняти руйнівну дію твердих включень робочого середовища.

Розглянемо особливість роторно-диспергувального апарата [56]. На рис. 1.26 показана його конструкція.

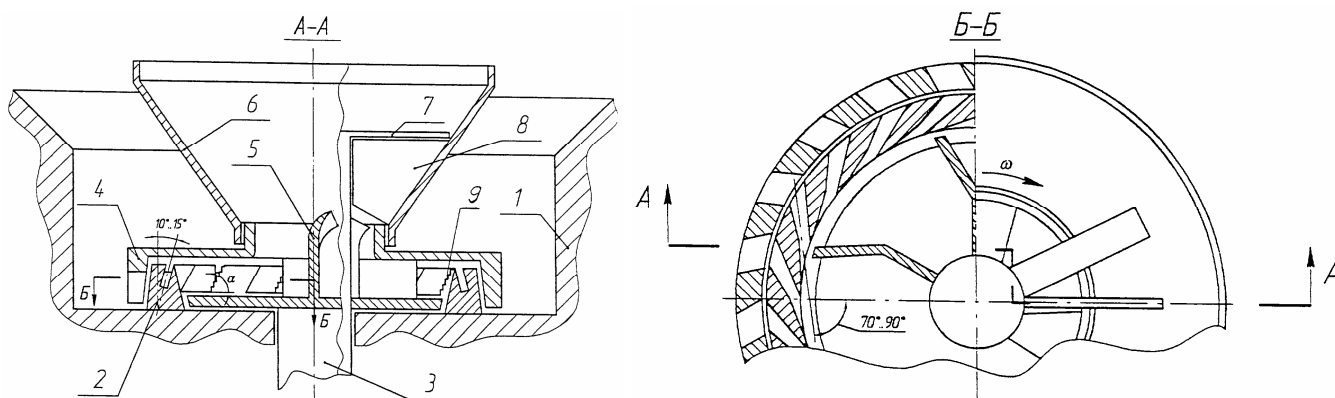


Рисунок 1.26 – Роторно-диспергувального апарата

Винахід належить до апаратів харчової технології, що працюють у рідкому або гелеподібному середовищі з використанням механічного впливу й акустичних коливань високої інтенсивності. Апарат призначений для одержання дрібнодисперсних емульсій, суспензій, насичених розчинів, гомогенних сумішей (майонез, кетчупи, різні фруктові та овочеві пасти; повидла, джеми, що готують із цілих плодів; тісто, що готується із цілих зерен; м'ясні та рибні пасти, кормові суміші для тварин тощо) з можливістю попереднього здрібнювання й стерилізації оброблюваного продукту безпосередньо в апараті. Винахід може бути також



використаний у хімічній, нафтовій, целюлозно-паперовій, сільськогосподарській й іншій галузях промисловості.

Виникає сумнів з приводу того, що наведена конструкція, яка не передбачає тривалого знаходження певної частинки середовища в проточній частині машини, може забезпечити приготування дрібнодисперсного продукту. Тим паче у випадку, коли використовується тверда фракція значних розмірів, до якої буде застосоване попереднє подрібнення, що передбачає наведена схема.

Розглянемо роторно-імпульсний апарат [57], зображення конструкції якого наведене на рис. 1.27. Винахід належить до пристроїв для проведення гетерогенних процесів: диспергування, отримання гомогенізованих сумішей тощо. Він може бути використаний у хімічній, харчовій та медичній, зокрема фармацевтичній, промисловості.

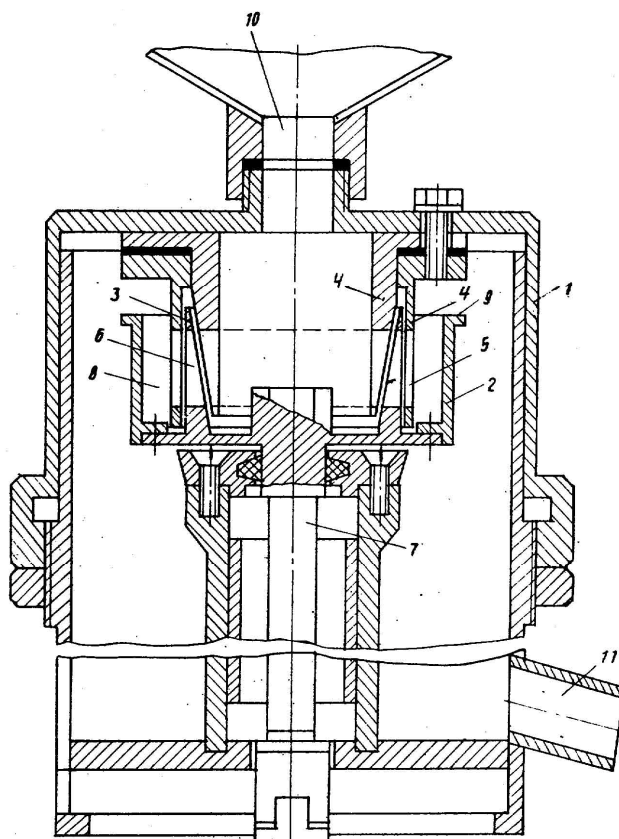


Рисунок 1.27 – Роторно-імпульсний апарат

Звернемо увагу на те, що вхід у проточну частину починається з решітки статорного елемента. Крім того, мають місце значні розміри прохідних вікон робочих елементів проточної частини машини. Перелічені зауваження – не на користь дрібнодисперсній обробці робочого середовища.

Схема відцентрово-пульсаційного апарата [58] наведена на рис. 1.28. Запропонований апарат може бути використаний у процесах емульгування, диспергування і масообміну в хімічних і суміжних із нею галузях промисловості.

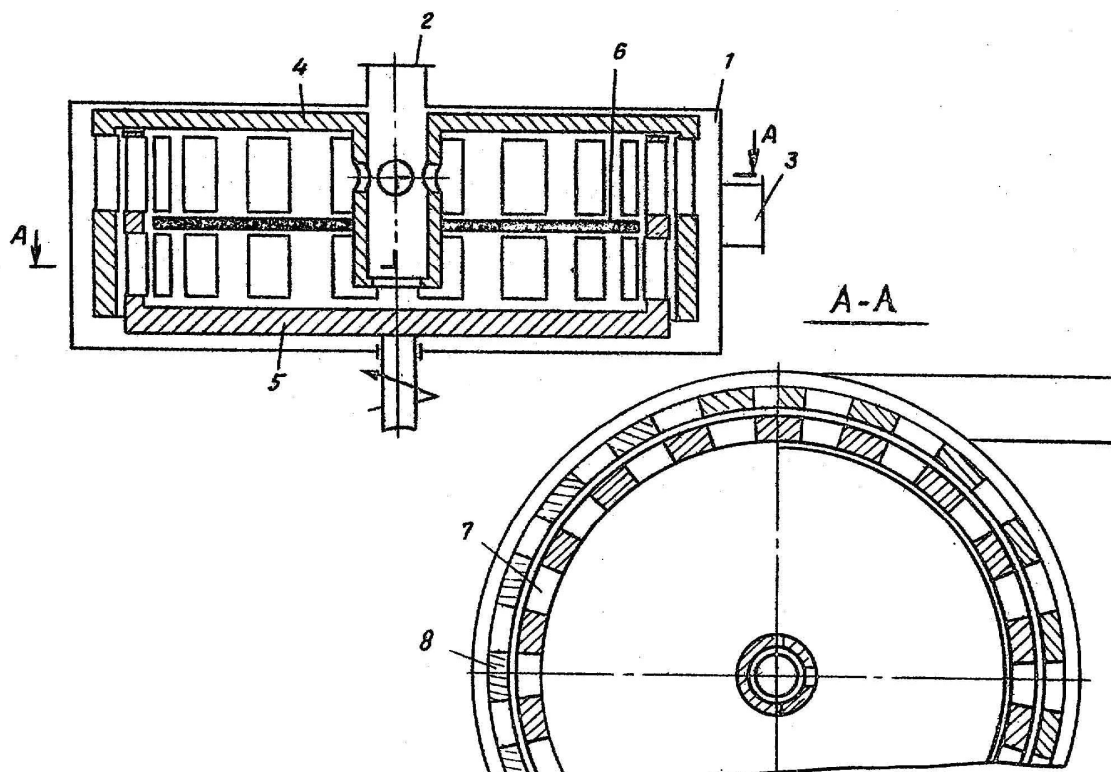


Рисунок 1.28 – Відцентрово-пульсаційний апарат

До недоліків віднесемо те, що при певному кутовому положенні роторного елемента відбувається транзитне проходження робочого середовища через елементи проточної частини машини. Це призведе до неякісної обробки робочого середовища.

Розглянемо дезінтегратор [59]. Він призначений для руйнування частинок у рідких, пастоподібних середовищах, сипких матеріалах при атмосферному тиску або вакуумі з можливістю одночасного вакуумного випаровування та сушіння рідких або пастоподібних середовищ з отриманням порошкоподібного продукту в стерильних умовах. Конструкція описаної машини наведена на рис. 1.29. Винахід належить до апаратів харчових технологій, які працюють у рідкому або гелеподібному середовищі з використанням механічного впливу і акустичних коливань високої інтенсивності. Апарат призначений для отримання дрібнодисперсних емульсій, суспензій, насичених розчинів, гомогенних сумішей (майонезу, кетчупів, різних фруктових та овочевих паст; повидла, джемів, що готуються з цілих плодів; тіста, що готується з цілих зерен; м'ясних і рибних паст,

кормових сумішей для тварин і т.д.) з можливістю попереднього подрібнення оброблюваного продукту безпосередньо в апараті та стерилізації у ньому. Винахід може бути також використано в хімічній, нафтовій, целюлозно-паперовій, сільськогосподарській та інших галузях промисловості.

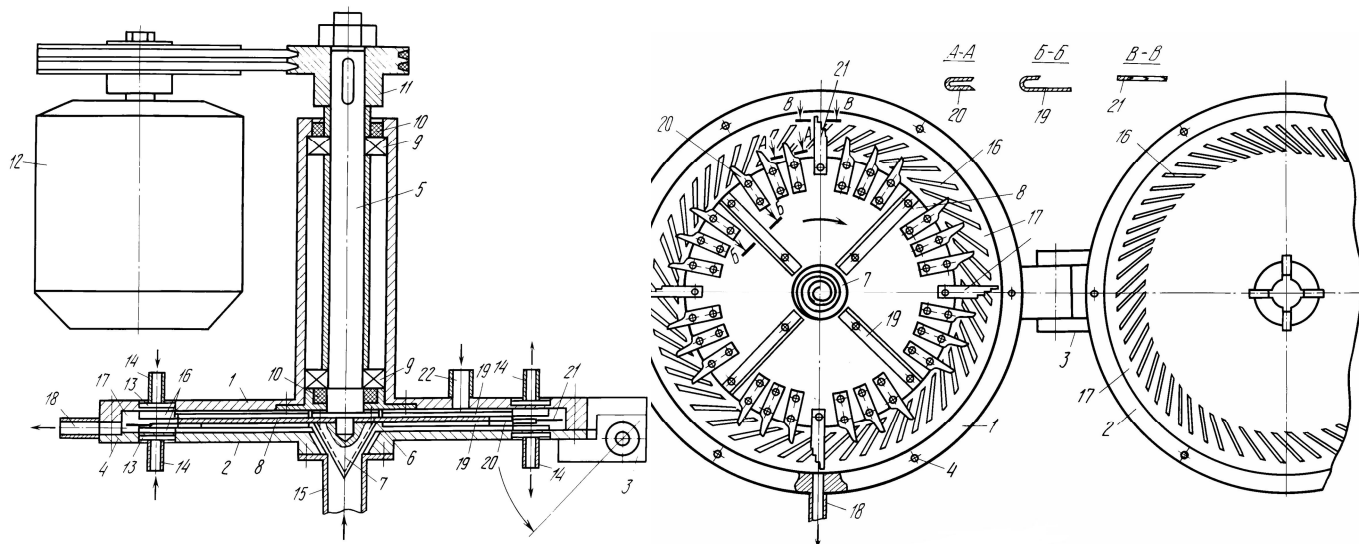


Рисунок 1.29 – Дезінтегратор

Розглянемо ще один дезінтегратор, опис якого наведено в [60]. Винахід належить до сільського господарства, а також до хімічної промисловості та може бути застосований для активації води, реагентів і сумішей. Конструкція запропонованої машини наведена на рис. 1.30.

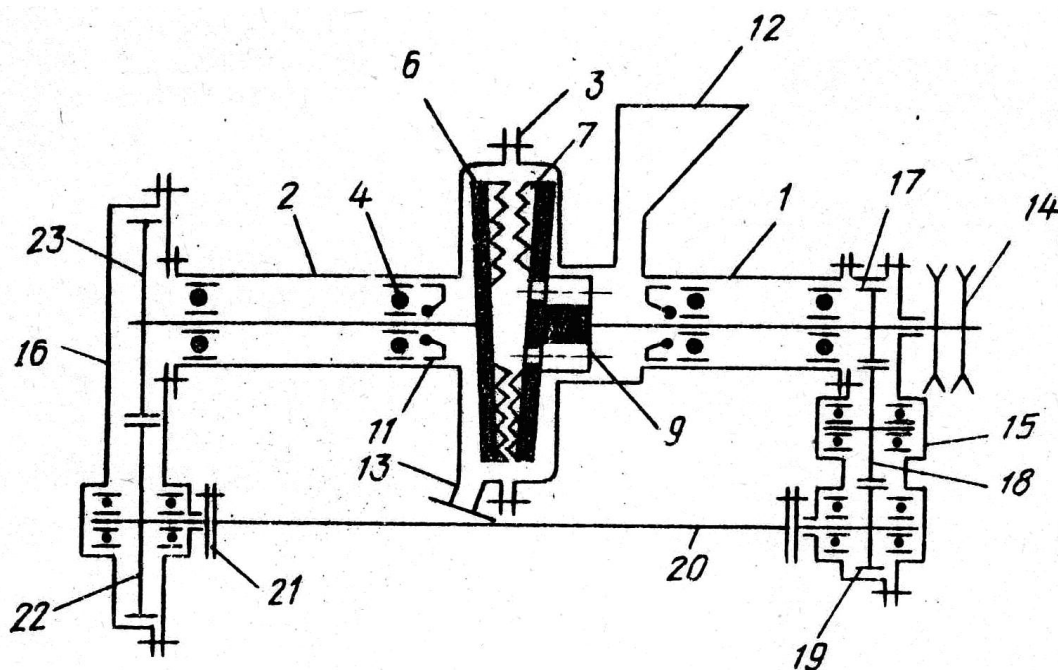


Рисунок 1.30 – Конструктивна схема дезінтегратора

Виділимо переваги пропонованої конструкції:

- обертання співвісних дисків у протилежні боки, що збільшує інтенсивність подрібнення;
- диски встановлені під кутом один до одного, що забезпечує інтенсифікацію обробки середовища шляхом створення додаткової колової осьової пульсації;
- подвійна дія на подрібнювальний матеріал: розрив частинок тангенціальними силами та пульсуючий коловий рух виступів на диску;

Недоліками конструкції є:

- можливість виникнення проблем пов'язаних з дисбалансом;
- складність конструкції пов'язана з наявністю синхронізованих твердих приводів дисків.

Розглянемо млин мокрого подрібнення [61]. Пропонований винахід належить до обладнання для подрібнення різних матеріалів у рідкому середовищі і може бути використаний у хімічній промисловості, зокрема в аніліно- і лакофарбовій, а також інших галузях промисловості (рис. 1.31).

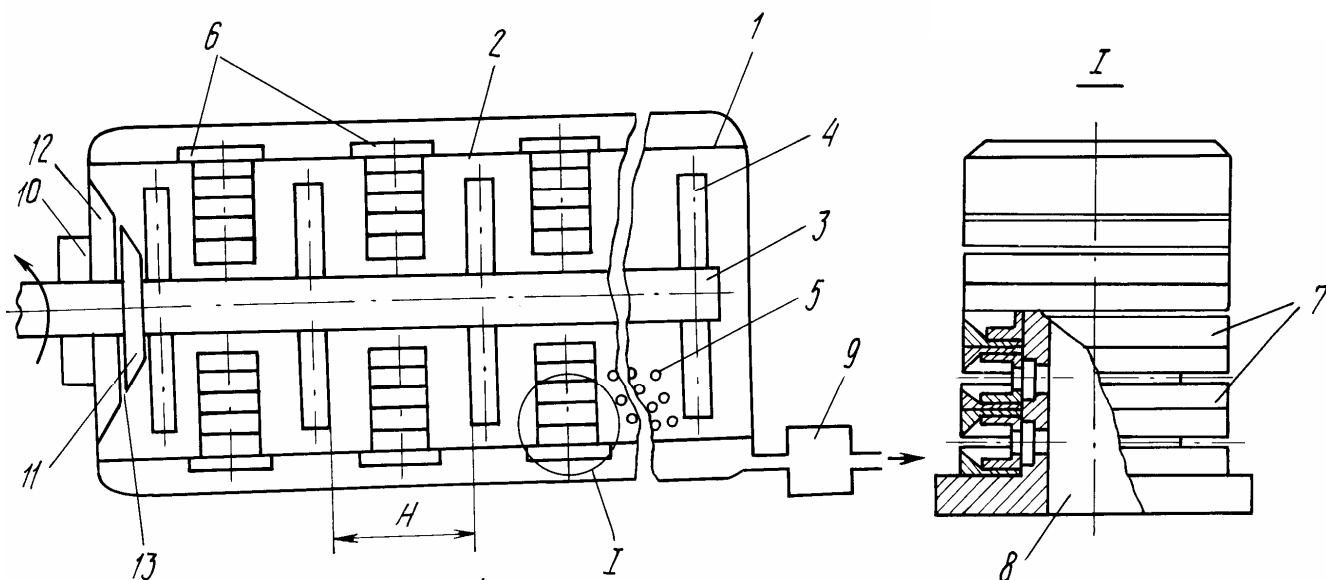


Рисунок 1.31 – Млин мокрого подрібнення

Розглянемо пристрій для подрібнення та суспендування порошків [62]. Винахід належить до фармацевтичної, хімічної, харчової промисловості і стосується пристроїв і механізмів, що застосовуються для подрібнення лікарських порошків та отримання суспензій і суспензійних мазей (рис. 1.32).

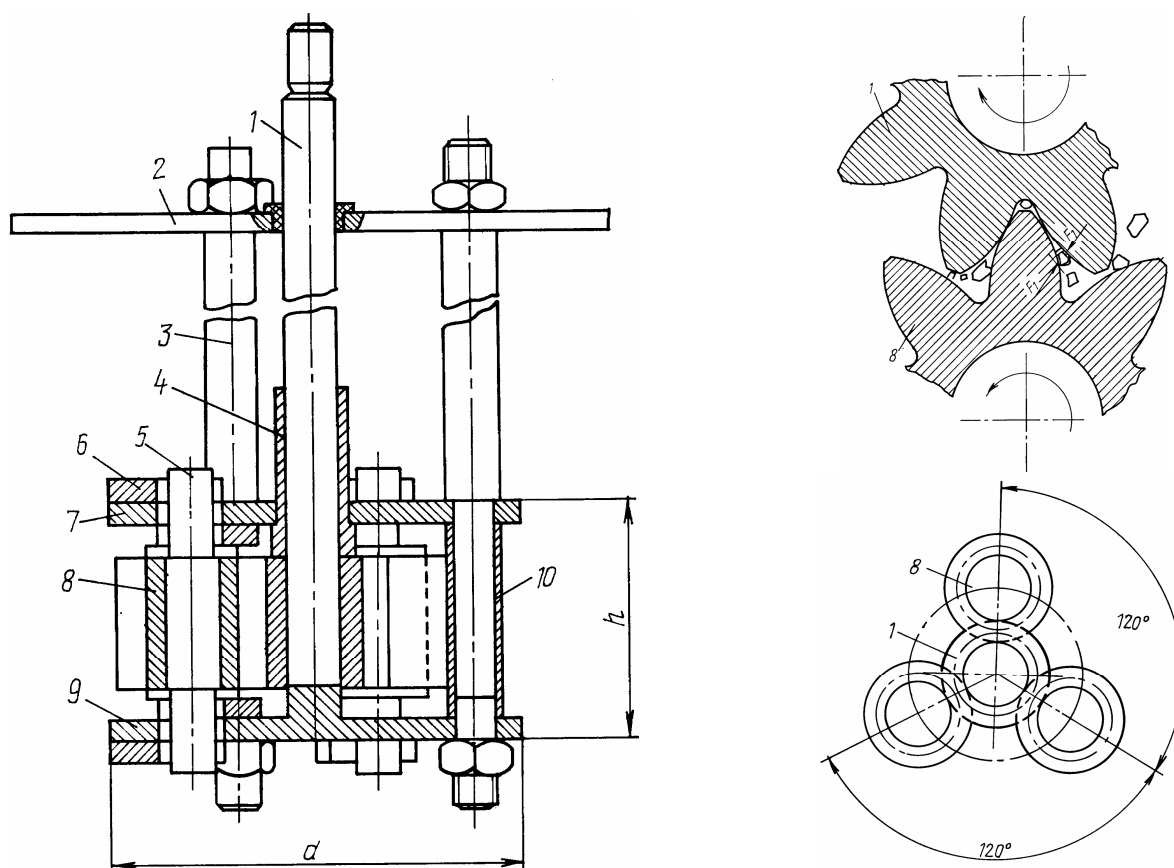


Рисунок 1.32 – Пристрій для подрібнення та суспендування порошків

Підбиваючи підсумок проведеного аналізу наведених вище конструкцій машин, слід виділити загальний недолік, який має місце у кожному з розглянутих варіантів. Перш за все треба відмітити складність конструктивного та технологічного виконання робочих органів проточних частин машин. Необхідно зважити на те, що всі конструктивні схеми мають на меті роботу на абразивних робочих середовищах, що значною мірою підвищує знос і тим самим зменшує ресурс робочих елементів проточної частини. З останнього випливає необхідність використання високоміцних матеріалів для виготовлення робочих органів, що значно ускладнить їх виготовлення. Всі перелічені аспекти у кінцевому підсумку підвищують вартість машини.

Аналізуючи результати проведеного огляду конструктивних схем подрібнювачів сировини в рідкому середовищі, необхідно зазначити, що наявність значної кількості різноманітних варіантів свідчить на користь суттєвої зацікавленості та затребуваності процесу гідроподрібнення. Проведений огляд дав можливість взяти на озброєння різноманітні варіанти конструктивних рішень, що спрямовані на вирішення завдання з якісного подрібнення.

#### 1.4 Аналіз існуючих моделей робочого процесу

Зауважимо, що на сьогоднішній день не знайдено прикладів розроблення моделей гідродинамічного робочого процесу, що відбувається у проточній частині машин, що призначені для виконання процесу гідроподрібнення із поєднанням функцій перемішування, підігріву та перекачування. Виходячи з таких передумов, прийнято рішення провести огляд існуючих моделей робочих процесів, що характеризуються складним характером вихроутворень, які відбуваються у проточних частинах гідродинамічних машин.

Насамперед розглянемо модель робочого процесу в багатофункціональному теплогенеруючому агрегаті [2]. В пункті 1.1 цієї роботи наведено опис багатофункціонального ТГА.

У загальному вигляді проточну частину ТГА можна подати у вигляді системи, яка складається із робочого колеса 1, що розташовується між двома статорними колесами 2. Робоче колесо встановлено на роторі 3 за допомогою шпонкового з'єднання і являє собою втулку із плоскими радіальними лопатками (рис. 1.33). Статорні колеса являють собою бандаж із плоскими радіальними лопатками. Статорні колеса нерухомо закріплені в корпусі 4.

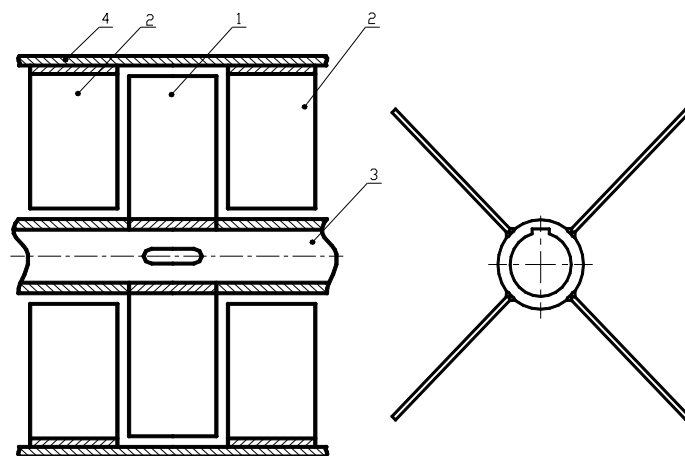


Рисунок 1.33 – Конструктивна схема проточної частини ТГА

Запропонована наступна модель розрахунку потужності ТГА, яка відображає залежність від геометричних та режимних параметрів агрегату:

$$N \approx K_N \cdot \frac{\rho \cdot n^3 \cdot b}{111461,3} \cdot (D^4 - D_B^4) \cdot k, \quad (1.1)$$

де  $K_N$  – коефіцієнт потужності, що враховує вплив конструктивних параметрів;

$b$  – ширина лопаті робочого колеса, м;

$D$  – величина зовнішнього діаметра робочого колеса, м;

$D_B$  – величина діаметра втулки робочого колеса, м;

$n$  – частота обертання робочого колеса, об/хв;

$\rho$  – густина робочого середовища, кг/м<sup>3</sup>.

Звернемо увагу також на модель робочого процесу в роторних апаратах [63–66].

У підрозділі 1.3 цієї роботи наведено опис декількох конструктивних схем роторних апаратів. Також визначена сфера застосування таких машин. Розглянемо тепер модель робочого процесу, який відбувається в апаратах такого типу. У загальному вигляді принципову конструктивну схему роторного апарата

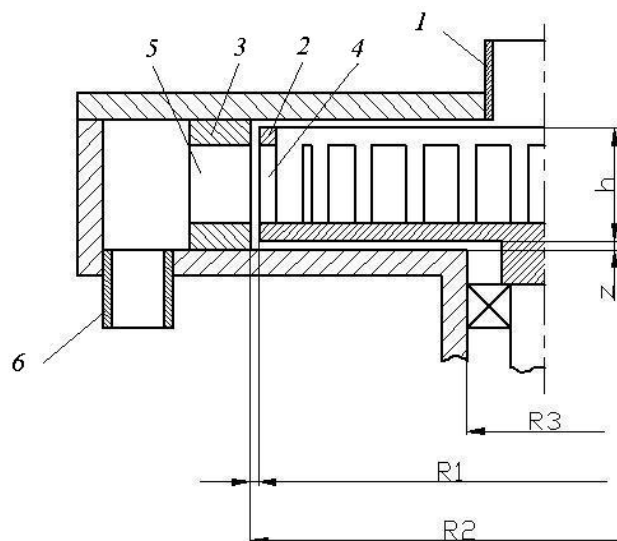


Рисунок 1.34 – Схема роторного апарата

можна представити так (рис. 1.34). Це два коаксіальних циліндри, з яких один нерухомий статор 3, а іншими та рухомий ротор 2. Обидва циліндри мають радіальні канали змінного поперечного перерізу у бічних стінках 4 та 5. Робоче середовище надходить у проточну порожнину через вхідний патрубок 1 з наступним надходженням у порожнину проточної частини, де, проходячи через канали 4 і 5, виводиться у патрубок 6.

Згідно з [63] маємо таке рівняння енергетичного балансу агрегату:

$$N = N_K + N_{T1} + N_{T2} + N_M, \quad (1.2)$$

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

$N_{T1}$  – потужність, що витрачається на тертя у радіальному зазорі, Вт;

$N_{T2}$  – потужність, що витрачається на тертя в осьовому зазорі, Вт;

$N_M$  – потужність, що витрачається на тертя у підшипниках та ущільненнях, Вт.

Згідно з цією самою методикою наведемо залежності кожної з перелічених складових повної потужності.

Так :

$$N_K = 0,5 \cdot \rho \cdot Q \cdot \omega^2 \cdot R_1^2, \quad (1.3)$$

де  $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$Q$  – витрата робочого середовища через апарат, м<sup>3</sup>/год.;

$\omega$  – кутова швидкість ротора, с<sup>-1</sup>;

$R_1$  – радіус ротора, м.

$$N_{T1} = \frac{2 \cdot (Re + 2) \cdot \pi \cdot h \cdot \mu \cdot \omega^2 \cdot R_1^2 \cdot R_2^{Re+2}}{R_2^{Re+2} - R_1^{Re+2}}, \quad (1.4)$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість середовища, Па·с;

$h$  – висота ротора, м;

$R_2$  – внутрішній радіус статора, м.

$$N_{T2} = 0,308 \cdot \pi \cdot \omega^{3/2} \cdot \nu^{1/2} \cdot \rho \cdot (R_1^4 - R_3^4), \quad (1.5)$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість, м<sup>2</sup>/с;

$R_3$  – конструктивний радіус, м.

$$N_M = (0,05 \div 0,07) \cdot (N_K + N_{T1} + N_{T2}). \quad (1.6)$$

Необхідно звернути увагу на складову повної потужності, яка перетворюється в кінетичну енергію рідини, що знаходиться в роторі, тобто на  $N_K$ . Згідно з формулою (1.3)  $N_K$  залежить від величини витрати. Остання на етапі прогнозування характеристики та розроблення машини є величиною невідомою. Більш того, названа величина витрати не враховує конструктивних особливостей, що пов'язані з роторною та статорною частинами.

Доречним буде звернути увагу на модель робочого процесу лопатевого гідравлічного гальма [67]. За своєю суттю гідравлічне гальмо призначене для створення гальмівного моменту на валу привідного двигуна. Для аналізу робочого процесу гідрогальма необхідно визначити основні фактори, які суттєво впливають на

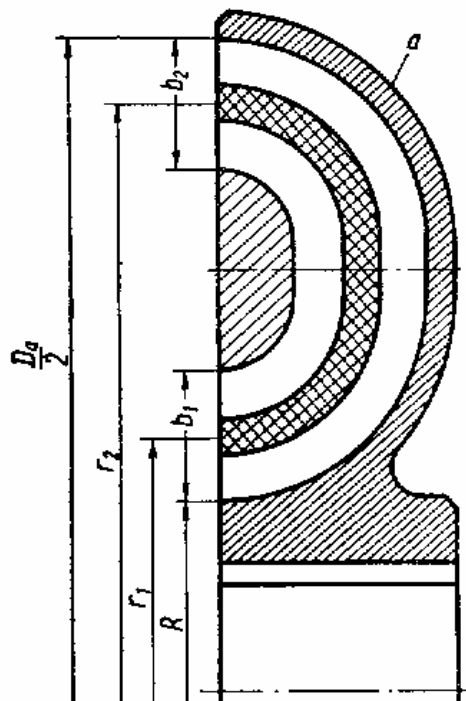


Рисунок 1.35 – Схема ротора гідрогальма



його моментну характеристику. На рис. 1.35 в загальному випадку наведена принципова схема ротора гідравлічного гальма.

У процесі роботи гідравлічного гальма його момент можна визначити через суперпозицію таких складових:

$$M = M_{Ц} + M_T + M_{T.Mex}, \quad (1.7)$$

де  $M_{Ц}$  – момент, що виникає при перекачуванні рідини, тобто при роботі лопатевого колеса як робочого колеса відцентрового насоса, Н·м;

$M_T$  – момент, що визначається тертям рідини об поверхню колеса гальма, Н·м;

$M_{T.Mex}$  – момент, що обумовлений механічним тертям у вузлах агрегату, а саме в ущільненнях та підшипниках, Н·м.

Необхідно зазначити, що момент, який виникає при перекачуванні рідини,  $M_{Ц}$ , визначається роботою лопатевого колеса як робочого колеса відцентрового насоса.

Наведемо принципи, за якими визначається кожна зі складових повного моменту гідрогальма.

Величину моменту  $M_{Ц}$  на робочому колесі гідрогальма визначають так:

$$M_{Ц} = M_A + M_P = Q \cdot \rho \cdot r_2 \cdot u_2, \quad (1.8)$$

де  $M_A$  – активний момент на робочому колесі, Н·м;

$M_P$  – реактивний момент на робочому колесі, Н·м.

У свою чергу, в основі величини моменту тертя  $M_T$  рідини об поверхню колеса гідрогальма лежать експериментальні дані, які отримані К. Пфляйдерером для відцентрових насосів, що працюють на воді.

Щодо величини моменту механічного тертя  $M_{T.Mex}$ , то у ряді випадків при розрахунку гідрогальм він не враховується.

Таким чином, необхідно відмітити, що розглянуті вище моделі робочих процесів машин, які певною мірою можна назвати спорідненими до БАГМ, не дозволяють з необхідною точністю прогнозувати робочі характеристики гідромлина. З останнього випливає, що застосування розрахункових методик наведених типів машин стосовно БАГМ буде вважатися неадекватним.

## **1.5 Актуальність дослідження робочого процесу і розроблення методики проектування БАГМ**

На підставі результатів проведеної роботи з інформаційно-аналітичного огляду необхідним є формулювання ряду висновків:

- аналіз сфери застосування машин класу багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів виявив необхідність у відгалуженні від них нових прототипів машин, у яких лише одна функція є домінантною, а інші – допоміжними;
- в основу застосування нового виду машин типу гідромлин покладений процес гідроподрібнення, при цьому не втрачається принцип багатофункціональності машини;
- моделі робочого процесу машин, які конструктивно схожі з БАГМ (ТГА, роторні апарати, гідрогальма), не дають можливості повною мірою оцінити вплив визначальних факторів на енергетичну характеристику технічного об'єкта дослідження;
- необхідним є дослідження особливостей робочого процесу БАГМ та запропонування достовірної методики розрахунку гідромлина;
- через те, що гідромлин не є машиною енергетичною (для неї параметр ККД не є характерним), має сенс створення максимально простих і технологічних елементів проточної частини.

Із переліченого вище випливає теза, що створення БАГМ, дослідження його робочого процесу і розроблення методики його розрахунку є актуальними і важливими задачами сьогодення в контексті енергозберігаючих принципів для народного господарства України.

## **1.6 Постановка задачі дослідження**

Застосування методик розрахунку машин-аналогів щодо досліджуваного гідромлина є неможливим через їх значні похибки, що пояснюється як конструктивними, так і функціональними відмінностями між ними. З останнього випливає, що для створення БАГМ необхідним є ґрунтовне дослідження його робочого процесу. Важливість методики розрахунку машини пояснюється

можливістю з високим ступенем достовірності прогнозувати енергетичну характеристику машини підчас роботи її на тих чи інших робочих середовищах та при тих чи інших режимах роботи. До актуальних питань також необхідно віднести аналіз галузей використання БАГМ. Це значною мірою дозволить виявити функціональні особливості роботи агрегату.

Слід відмітити, що при дослідженні робочого процесу БАГМ на однофазному середовищі буде отримана методика розрахунку машини, яка в подальшому шляхом урахування властивостей робочого середовища буде використовуватися для гідросуміші.

Для проведення дослідження робочого процесу гідромлина необхідним є усвідомлення характеру впливу основних параметрів машини. Остання умова формує завдання для математичного методу дослідження. У дослідженні робочого процесу БАГМ важливим є виявлення особливості гідродинамічних картин течії у проточній частині машини. Саме з цією метою планується проведення етапу чисельного дослідження. Для уточнення математичної моделі необхідним є створення та вивчення фізичної моделі течії робочого середовища у проточній частині БАГМ. Важливим є перевірка можливості застосування теорії подібності до машин такого типу. Враховуючи багатофункціональність машини, цікавою є можливість визначення перерозподілу питомих частин енергії, що припадають на кожен із функцій машини, а саме: подрібнення, перемішування, перекачування та підігрів.

### **1.7 Вибір технічного об'єкта і методів проведення дослідження**

Для вибору технічного об'єкта, на якому буде проводитися процес дослідження гідромлина, необхідною умовою є чітка уява про вимоги, які висуваються щодо робочого процесу в машині.

Гідромлин призначений для перетворення механічної енергії ротора в наступні процеси, що є певним вираженням різних форм енергії:

- формування необхідного вихрового робочого процесу, який сприяє руйнуванню твердої фракції гідросуміші та забезпечує інтенсивне перемішування

складових частин робочого середовища;

- проведення процесу подрібнення;
- створення насосного ефекту агрегату;
- частина енергії, яка не була використана для названих процесів, та енергія,

що витратилася на перелічені процеси, перетворюється в теплову енергію, спрямовану на підігрів робочого середовища.

Усі перетворення енергії в даному випадку слід вважати корисними.

Важливо пам'ятати, що ми розглядаємо тип машин, які не характеризуються показником ККД. Це пояснюється тим, що даний агрегат не належить до класу енергетичних машин. До показників ефективності роботи БАГМ треба віднести: масогабаритні показники, показники інтенсивності обробки робочого середовища та питомі енергетичні показники. Під останніми розуміємо витрату енергії на одиницю маси середовища при заданих якісних показниках продукту, які визначаються дисперсністю та однорідністю гранулометричного складу. До того ж необхідно зауважити, що енергія, яка буде переходити при роботі в тепло, не є втратою, оскільки однією із функцій машини є процес нагріву робочого середовища, що в технологічних лініях використовується корисно.

Виходячи з опрацьованого в літературному огляді матеріалу та беручи до уваги простоту технологічного виконання геометрії проточної частини машини, яка орієнтована на приготування зернового замісу для спиртового виробництва, було запропоновано наступну конструктивну схему (рис 1.36).

Представлений БАГМ для реалізації процесу гідроподрібнення являє собою гідродинамічну машину консольного типу.

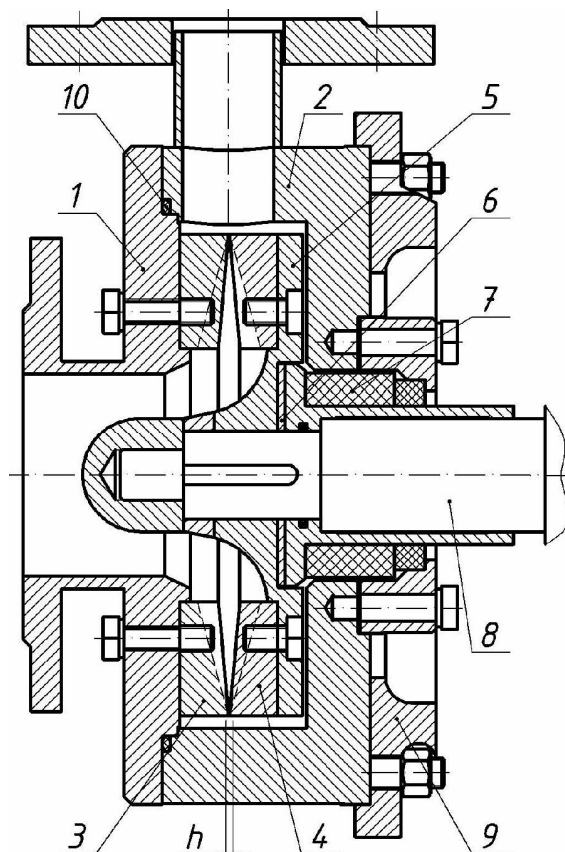


Рисунок 1.36 – Проточна частина БАГМ

Проточна частина машини утворена робочими дисками 3 та 4. Робочий диск 3 роз'ємним способом закріплений на диску 5, таким чином утворений роторний елемент машини. Робочий диск 4 роз'ємним способом закріплений на передній кришці 1, таким чином утворений статорний елемент машини. Передня кришка 1 ущільнюється з корпусом 2 гумовим кільцем 10. Диск 5 за допомогою шпонки кріпиться на валу 8. Статорний та роторний робочі диски 3 та 4 мають однакову конструкцію (рис. 1.37). Робоча поверхня В дисків 3 та 4 виконана у вигляді конуса з кутом  $\alpha$  таким чином, що міждисківий простір проточної частини звужується до периферії. На конічній поверхні В дисків 3 та 4 виконані рівнорозташовані зубці 11, кількість яких  $z$  штук. Глибина  $s$  зубців 11 у напрямку до периферії зменшується повністю нанівець. Між статорним 3 та роторним 4 дисками по зовнішньому діаметру  $D$  витриманий певний зазор розміром  $h$  (рис. 1.36), який виконує роль сепаратора на виході із проточної частини гідромлина. Величина зазору залежно від вимог до розміру твердих частинок готового продукту, може варіюватися від 0,1 до 4,0 мм. Установка зазору відбувається за допомогою дистанційної шайби 6. Герметизація вала 8 забезпечується торцевим 7 (рис. 1.36) або сальниковим ущільненням. Геометричні параметри, такі, як діаметр робочого диска  $D$ , кут конуса  $\alpha$ , кут площини зуба  $\beta$ , кількість зубців  $z$  та їх глибина  $s$  визначаються для конкретної сфери застосування агрегату.

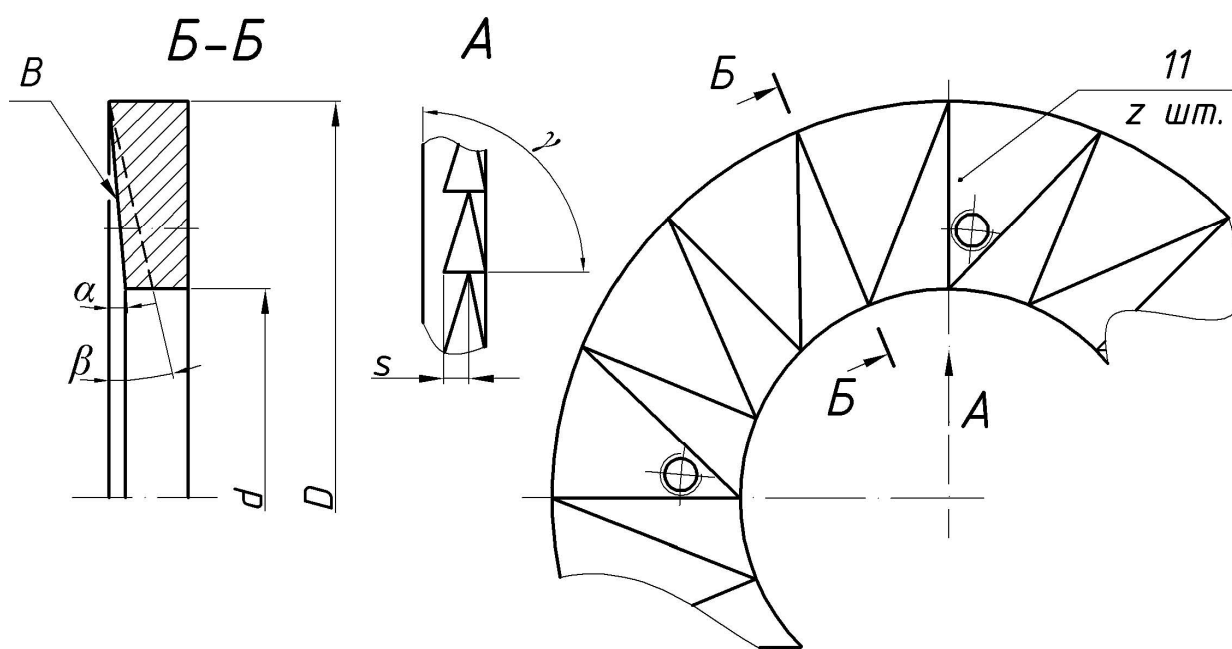


Рисунок 1.37 – Конструкція робочого диска гідромлина

Роторний та статорний диски виконані як окремі деталі. Це обумовлено інтенсивним зносом робочих органів. Робоча поверхня диска виконана у вигляді конуса таким чином, що міждисківий простір звужується до периферії. На конічній поверхні розміщені зубці. Глибина зубців у напрямку до периферії зменшується нанівець. На рис. 1.38 наведено загальний вигляд робочих дисків роторного та статорного елементів.

БАГМ працює так. Гідросуміш через передню кришку 1 (рис. 1.36) потрапляє у проточну частину машини. За рахунок проходження робочого середовища через статорно-роторну порожнину відбувається його подрібнення з наступним виходом із гідромлина через корпус 2. Необхідно відмітити, що зубці 11 роторного диска 4 розташовані відносно зубців 11 статорного диска 3 так, що при обертанні робочого колеса відбувається набігання кромки зубця 11 роторного диска 4 на кромку зубця 11 статорного диска 3. Це забезпечує умови для проходження процесу подрібнення.



Рисунок 1.38 – Роторний та статорний елементи БАГМ

Зазначимо, що гідромлин є прототипом теплогенеруючого агрегату (ТГА). Тому в основі конструкції гідромлина лежить конструкція ТГА. Бачимо в обох випадках систему з радіальних лопаток на роторних та статорних елементах (див. рис. 1.39). Основна відмінність – це змінна величина зазору та конфігурація лопатки. Саме за рахунок таких конструктивних відмінностей відбувається

посилення функції подрібнювання за рахунок інших функцій машини.

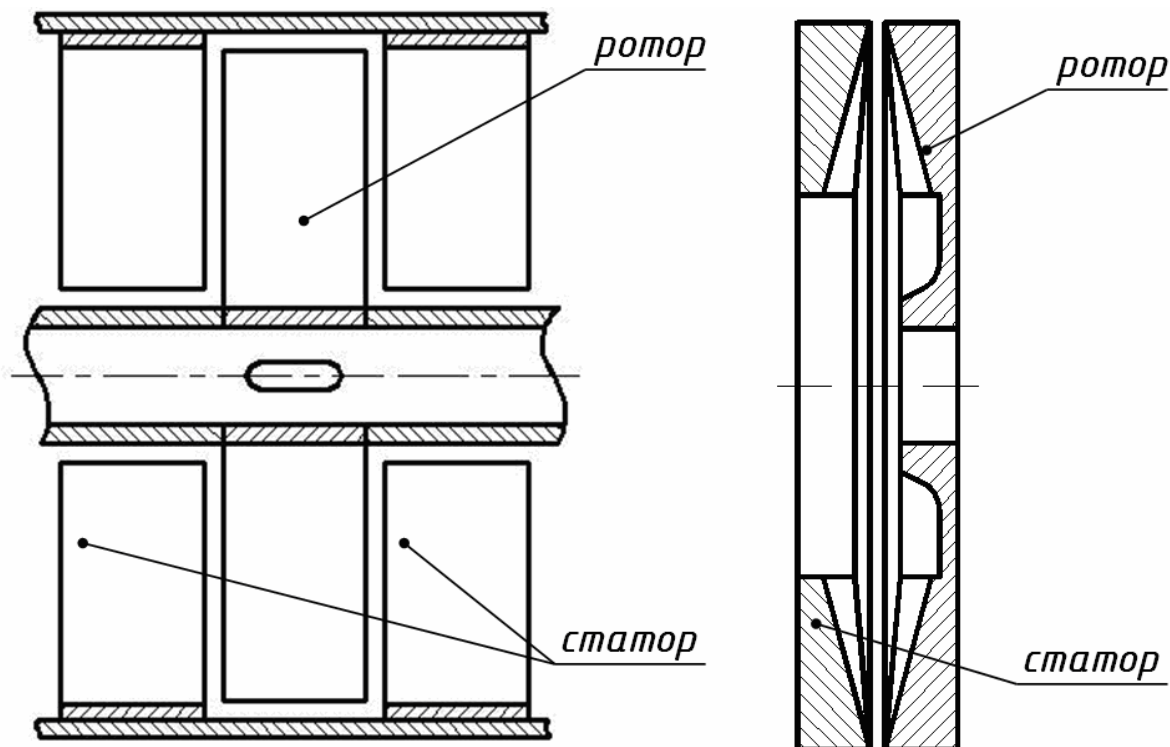


Рисунок 1.39 – Порівняння конструктивних схем ТГА та БАГМ

Відмітимо, що робочий процес гідромашини, яка досліджується, характеризується складною картиною течії у її проточній частині. Ця складність частково пояснюється вихровою природою робочого процесу, його нестационарністю та наявністю просторової течії робочого середовища у проточній частині машини. Крім того, при роботі БАГМ на двофазному середовищі картина течії дещо ускладнюється.

Визначення характеристик гідромлина при його роботі на однофазних та двофазних робочих середовищах шляхом застосування аналітичних методів є досить обширним та складним завданням, рівень якого перевищує рамки даної роботи. У свою чергу, для проведення дослідження визначено конкретний хід роботи, який певною мірою встановлює порядок проведення дослідження окреслених питань.

Основні позиції ходу робіт визначимо так:

1. Необхідною умовою для початкового етапу дослідження є чітке усвідомлення елементів попереднього планування експериментального дослідження. Для цього необхідно визначити основні параметри гідромлина, які найбільшою мірою впливають на перебіг робочого процесу в машині.

2. Для виявлення особливостей картин течії у проточній частині гідромлина необхідно вирішити завдання, яке пов'язане з візуалізацією картин течії робочого середовища в БАГМ. Для вирішення цього питання було прийнято рішення вдатися до чисельного дослідження шляхом використання програмного комплексу ANSYS CFX, який дає можливість з незначними припущеннями для чітко визначеної конструкції отримувати картину течії та показати поля швидкостей і тисків.

3. Основою дослідження робочого процесу в цій роботі є проведення фізичного експерименту, на базі якого формується уява про енергетичні характеристики машини. У свою чергу, проводячи детальний аналіз останніх, стає можливим робити певні висновки про характер перебігу робочого процесу в проточній частині машини. Після аналітичної обробки отриманих результатів стає можливим формування уяви про баланс енергії гідромлина та виникає можливість застосування щодо БАГМ теорії подібності, яка дозволить виконувати модельний перерахунок робочих характеристик машин такого типу.

## **1.8 Висновки**

1. Шляхом аналізу багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів гідродинамічного принципу дії встановлено можливість виділення окремого виду машин (БАГМ), у проточній частині яких поряд з виконанням функцій підігріву, перемішування та перекачування реалізується домінуюча функція подрібнення.

2. У результаті проведеного аналізу деяких сфер народного господарства виявлено ряд галузей (спиртове виробництво, технології кормоприготування у тваринництві та нафтопереробка), в які має економічний сенс впровадити процес гідроподрібнювання, що реалізується гідромлином.

3. У результаті проведеного інформаційного огляду конструктивних схем подрібнювачів сировини у рідкому середовищі сформовані конструктивні, функціональні та технологічні вимоги до БАГМ. Аналізуючи результати огляду, встановлено значну потребу в машинах, які призначені для проведення процесу гідроподрібнення.

4. Шляхом аналізу деяких моделей робочих процесів машин-аналогів, які



певною мірою можна вважати спорідненими з БАГМ, виявлено, що їх закономірності не можуть бути адекватно використані для розрахунку енергетичних показників гідромлина.

5. У результаті аналізу проведеного інформаційного огляду запропоновано конструктивну схему технічного об'єкта, яка забезпечує необхідні умови для найбільш ефективного проведення процесу подрібнення при забезпеченні простоти технологічного виконання геометрії проточної частини машини.

6. Шляхом аналізу поставлених перед науковою роботою завдань вибрано та обґрунтовано методи проведення дослідження.

## РОЗДІЛ 2

### ВИЗНАЧЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА ВСТАНОВЛЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ КАРТИН ТЕЧІЇ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ БАГМ

Важливим етапом роботи є визначення основних факторів, що впливають на енергетичну характеристику гідромлина. Вирішення цього питання буде відправною точкою для встановлення математичної моделі гідромлина. Найбільш доцільним методом вирішення такого завдання є аналітичне дослідження процесу, що відбувається у проточній частині машини.

Важливим етапом роботи є встановлення чіткої уяви про характер гідродинамічних картин робочого процесу на однофазному середовищі, що відбувається у проточній частині БАГМ. Усвідомлення особливостей картин течії стане важливим підґрунтям для формування уяви про робочий процес гідромлина на двофазному середовищі. Аналіз можливих відомих способів візуалізації потоку в проточній частині машини показав, що їх проведення поєднане з рядом технологічних труднощів, які у кінцевому підсумку призводять до значних матеріальних затрат. Таким чином, було зосереджено увагу на використанні чисельного методу дослідження. Відмітимо, що чисельний метод дослідження запланований у даній роботі як спосіб візуалізації картин течії у проточній частині гідромлина. Такий підхід зумовлений насамперед з економічної точки зору.

#### **2.1 Аналітичне дослідження впливу конструктивних та режимних параметрів гідромлина на його енергетичну характеристику**

Перш за все для проведення розроблення математичної моделі було встановлене певне припущення: розглядається нерухоме рідке середовище. Обрано розрахункову схему – це роторний робочий диск з внутрішнім радіусом  $R_1$  та зовнішнім радіусом  $R_2$ . На диску знаходиться один зубець-лопатка (рис. 2.1 а). Виділимо в розрахунковій схемі ділянку  $ADC$  (рис. 2.1 б), яка являє собою профіль зубця-лопатки робочого диска. Введемо допоміжну геометрію у вигляді трикутника  $ACB$ .

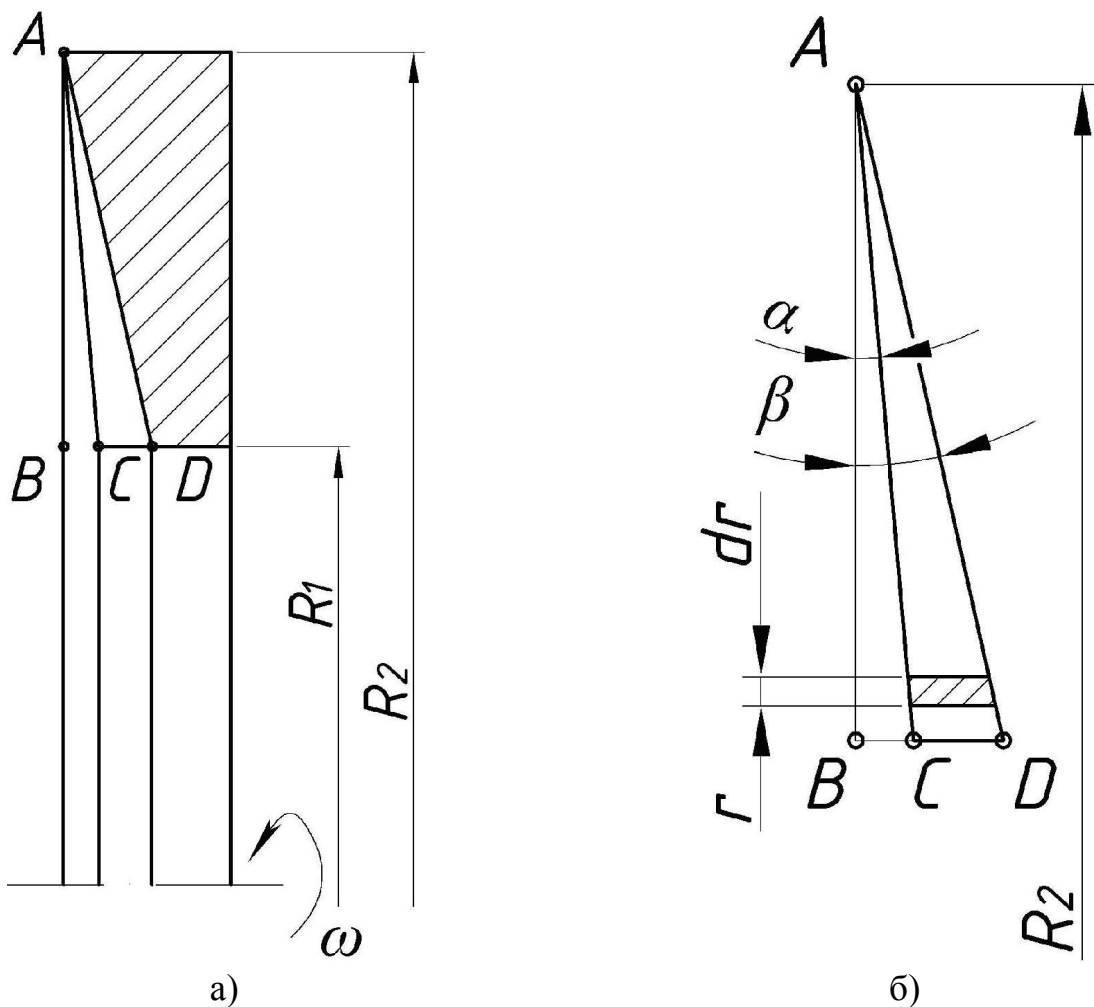


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема: а) загальний вигляд; б) елемент робочої поверхні

Тепер маємо можливість визначити на розрахунковій ділянці елементарну площину  $dS$  через її висоту  $dr$ :

$$dS = ((R_2 - r) \cdot \operatorname{tg}\beta - (R_2 - r) \cdot \operatorname{tg}\alpha) dr, \quad (2.1)$$

де  $\alpha$  – кут робочої поверхні диска, град.;

$\beta$  – кут, що визначає глибину зубця, град.

Гідродинамічну силу [68], що діє на елементарну площадку  $dS$ , визначимо як

$$dF = p dS, \quad (2.2)$$

де  $p$  – величина тиску, що діє на площину, Па.

$$p = h \cdot \rho \cdot g = \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \rho \cdot g = \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2, \quad (2.3)$$

де  $\rho$  – густина рідини,  $\text{кг/м}^3$ ;

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

$v$  – колова швидкість,  $\text{м/с}$ ;

$\omega$  – кутова швидкість обертання,  $\text{с}^{-1}$ ;

$r$  – радіус, на якому знаходиться площа  $dS$ , м.

Таким чином, з урахуванням формул (2.1) та (2.3) вираз (2.2) набуде такого вигляду:

$$dF = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot (R_2 - r) \cdot (\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha) \cdot dr. \quad (2.4)$$

Розглянемо момент, який створює гідродинамічна сила при обертанні елементарної площадки  $dS$ :

$$dM = rdF.$$

З урахуванням виразу (2.4) останній матиме такий вид:

$$dM = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^3 \cdot (R_2 - r) \cdot (\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha) \cdot dr. \quad (2.5)$$

При обертанні зубця лопатки величина моменту визначається шляхом інтегрування виразу (2.5):

$$M = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha) \cdot \int_{R_1}^{R_2} (r^3 \cdot R_2 - r^4) \cdot dr. \quad (2.6)$$

Маємо можливість отримати потужність, яка необхідна для обертання зубця-лопатки у робочому середовищі з кутовою швидкістю  $\omega$ :

$$N = M \cdot \omega. \quad (2.7)$$

Після інтегрування виразу (2.6) та підстановки його у формулу (2.7) отримаємо

$$N = \frac{0,5 \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot (\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha)}{20} \cdot (R_2^5 - 5 \cdot R_2 \cdot R_1^4 - 4 \cdot R_1^5). \quad (2.8)$$

Для зручності вводимо величину відносної висоти зубця  $\bar{b}$  – це відношення висоти зубця  $b$  до зовнішнього діаметра диска  $D_2$ :

$$\bar{b} = \frac{b}{D_2}. \quad (2.9)$$

Визначимо величину внутрішнього діаметра робочого диска через відносну висоту зубця:

$$R_1 = R_2 - 2 \cdot \bar{b} \cdot R_2. \quad (2.10)$$

Таким чином, вираз (2.8) з урахуванням формул (2.9) та (2.10) набуде такого вигляду:

$$N = \frac{1}{40} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot (\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha) \cdot R_2^5 \cdot \left(1 - (1 - 2 \cdot \bar{b})^4 \cdot (1 + 8 \cdot \bar{b})\right). \quad (2.11)$$

Враховуючи залежність кутової швидкості  $\omega$  від частоти обертання  $n$ , об/хв, можна записати:

$$N = \frac{\rho \cdot n^3 \cdot D^5}{1116310} \cdot (\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha) \cdot \left(1 - (1 - 2 \cdot \bar{b})^4 \cdot (1 + 8 \cdot \bar{b})\right). \quad (2.12)$$

Отримана залежність дозволяє визначити величину потужності для випадку одного зубця-лопаті на робочому диску. Якщо на робочому диску розміщено  $z$  зубців-лопатей, то залежність (2.12) запишеться у такому вигляді:

$$N = \frac{\rho \cdot z \cdot n^3 \cdot D^5}{1116310} \cdot (\operatorname{tg}\beta - \operatorname{tg}\alpha) \cdot \left(1 - (1 - 2 \cdot \bar{b})^4 \cdot (1 + 8 \cdot \bar{b})\right). \quad (2.13)$$

Наявність у формулі (2.13) множника  $z$  фактично є збільшенням лише сумарної площі зубців-лопатей без урахування їх дискретного розташування і особливостей взаємодії з рідиною.

Відмітимо, що наведена математична модель не може повною мірою описувати енергетичну характеристику гідромлина. Це пояснюється тим, що обрана схема не враховує впливу:

- кількості дискретно розташованих зубців-лопатей на роторному диску;
- кількості дискретно розташованих зубців-лопатей на статорному диску;
- величини зазору між робочими дисками;
- твердих включень, що подрібнюються у робочому середовищі;
- витрати рідини через проточну частину агрегату.

Таким чином, завдання, яке включало в себе визначення основних параметрів, що впливають на енергетичну характеристику, слід вважати вирішеним. Хоча отримана модель не є повноцінною, але вона допомагає скласти уявлення про характер впливу значущих параметрів на потужність гідромлина.

У подальшому математична модель буде уточнена результатами фізичного дослідження та врахує відмічені раніше недоліки.

## 2.2 Визначення особливості структури течії робочого середовища у проточній частині БАГМ шляхом чисельного дослідження

Проведення чисельного експерименту в рамках даного дослідження виконувалося у програмному комплексі ANSYS CFX, університетська версія якого знаходиться в розпорядженні СумДУ. Ставиться за мету провести візуалізацію гідродинамічних картин течії у проточній частині гідромлина під час його роботи на однофазному робочому середовищі. Адекватність отриманих картин течії підтверджено шляхом порівняння інтегральних характеристик, отриманих чисельним та фізичним експериментами.

### 2.2.1 Методика проведення чисельного моделювання

Для коректного моделювання роботи БАГМ використовувалася багатозв'язкова розрахункова область, що складається із вхідного елемента, робочого диска роторного елемента, статорного робочого диска і вихідного елемента. Так, розрахункову область можна подати у вигляді твердотільної моделі рідини, що займає простір проточної частини гідромлина (рис. 2.2 а).

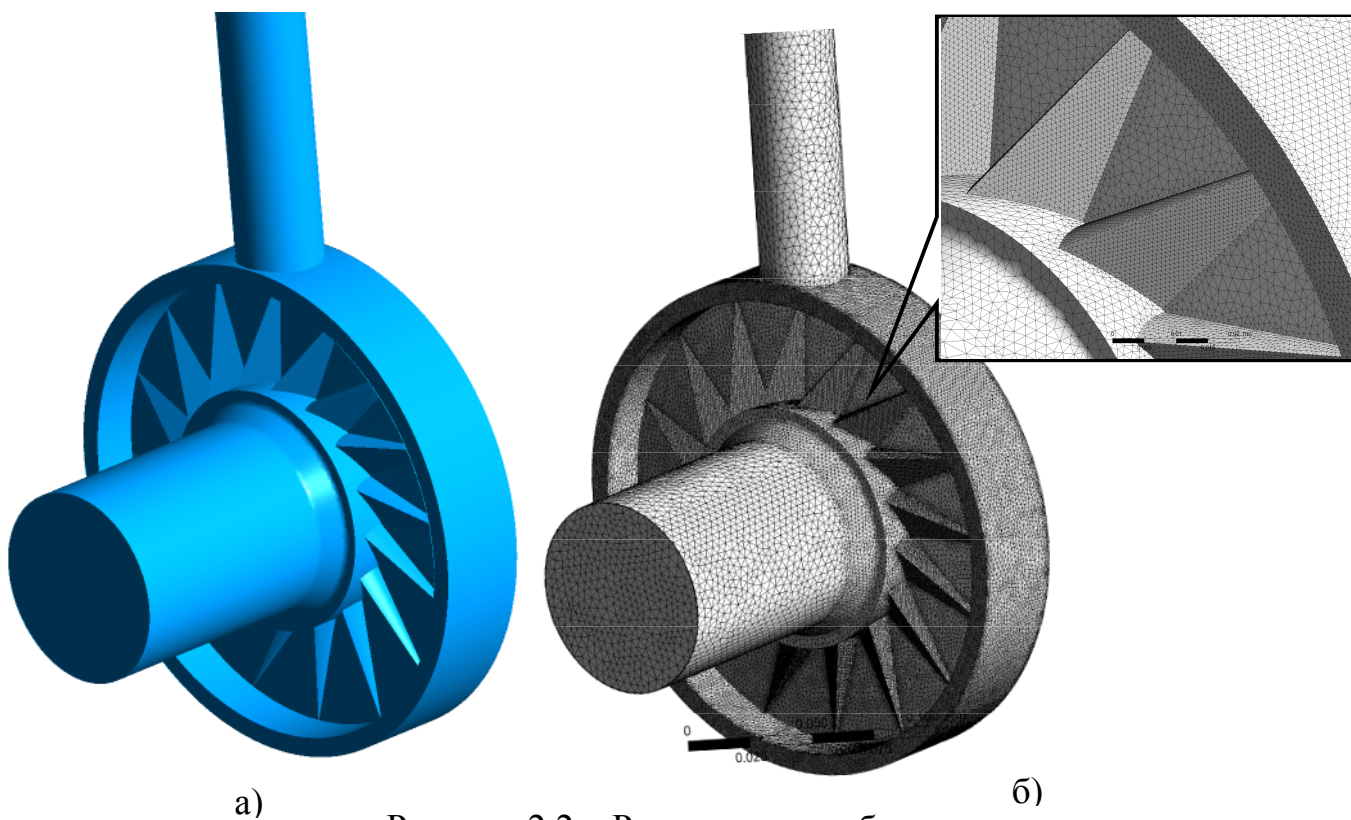


Рисунок 2.2 – Розрахункова область:

а) твердотільна модель рідини; б) розрахункова сітка

Перед проведенням чисельного моделювання була виконана перевірка сіткової незалежності окремо для кожного елемента розрахункової області. Із цією метою були побудовані сітки із різною щільністю: перша сітка – базова, друга – розріджена (комірки збільшені у два рази порівняно з базовою сіткою) і третя – згущена (комірки зменшені у два рази порівняно з базовою сіткою). Аналіз інтегральних величин, отриманих за результатами чисельного моделювання для сіток із різним розміром комірок, показав, що при зменшенні величини комірки результати відрізняються не більше ніж на 1 %, що свідчить про сіткову незалежність. Подальше чисельне моделювання проводилося для базових розрахункових сіток.

Розрахунок у названому програмному продукті виконувався шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь, які описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища – рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності:

$$\begin{cases} \vec{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad}(p) + \nu \cdot \nabla^2 \cdot \vec{v} = \frac{d\vec{v}}{dt} \\ \frac{d\rho}{dt} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0. \end{cases}$$

Густина рідини при розрахунку була взята як постійна величина. Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою системи рівнянь Рейнольдса, для замикання яких використовувалася стандартна k-ε модель турбулентності.

Величина коефіцієнту ущільнення комірок пристінного шару  $y^+$  перебувала у межах від 10 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям, наведеним у керівництві користувача [69].

При розрахунку енергетичних і напірних характеристик моделювання проводилося в діапазоні подач від 1 до 5 м<sup>3</sup>/год з інтервалом в 1 м<sup>3</sup>/год.

Для моделювання турбулентності була використана стандартна k-ε модель турбулентності з масштабованими пристінними функціями. Доречним буде зазначити, що вибір k-ε-моделі турбулентності був обґрунтований роботами зарубіжних фахівців [70-73], які проводили дослідження робочого процесу насосів

високого зсуву (гомогенізаторів або роторних апаратів) з використанням комплексу CFX на названій моделі турбулентності. Відмітимо, що гомогенізатор має досить складний вихровий робочий процес. Зауважимо, що отримані фахівцями результати проведених чисельних досліджень були перевірені шляхом порівняння їх з результатами, отриманими на дослідному стенді з використанням лазерної доплерівської анемометрії. Як відомо, це точковий безконтактний оптичний метод вимірювання напрямку і швидкості зважених у потоці рідини або газу частинок (0,5–5 мкм – у газі, або 1–20 мкм – у рідині) [74; 75]. У результаті зіставлення картин течії та значень відносних величин швидкості відповідних ділянок розбіжність даних не перевищувала 4,1 %.

Крім того, проаналізовані результати робіт [76-79], де обґрунтована доцільність використання  $k$ - $\varepsilon$ -моделі турбулентності дослідження для вільновихрових насосів, шляхом порівняння результатів чисельного моделювання, яке проводилося на різних моделях турбулентності, з даними, що були отримані фізичним експериментом. Виявилось, що результати, отримані при використанні  $k$ - $\varepsilon$ -моделі турбулентності, мають допустимі значення похибки інтегральних характеристик. У той час як результати чисельного дослідження, що отримані при використанні інших моделей турбулентності, значно гірші порівняно з фізичними даними. Таким чином, доведено, що застосування  $k$ - $\varepsilon$ -моделі турбулентності при чисельному моделюванні складних вихрових процесів є адекватним.

Відмітимо також, що для чисельного дослідження робочого процесу найближчого аналога гідромлина ТГА було успішно використано  $k$ - $\varepsilon$ -модель турбулентності [2]. При порівнянні інтегральних характеристик, що отримані чисельним та фізичним експериментами, величина відносної похибки не перевищувала 6 %.

Розрахунок задачі, що розглядається у даній роботі, проводився як для стаціонарної (інтерфейс Stage), так і для нестаціонарної постановок (інтерфейс Transient rotor-stator). Оскільки різниця в інтегральних характеристиках, отриманих при різних постановках, була незначною (близько 1 %), а нестаціонарний розрахунок вимагає значно більшого часу розрахунку, то в подальшому



використовувалася стаціонарна постановка.

Для більш повної уяви гідродинамічних картин течії у проточній частині гідромлина проведено кутове розбиття періоду між сусідніми зубцями на п'ять частин. Таким чином, було реалізовано квазістаціонарний розрахунок, який проводився при різних кутових положеннях роторного диска щодо нульового положення (рис. 2.3). Це таке положення при якому кромка зуба роторного диска розташована напроти кромки зуба статорного диска. Кут розрахунку набував такі значення  $\varphi = 0^\circ; 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ$ .

Програма дозволяє одержати потрібні нам картини розподілу тиску й ліній струму, на основі яких можна сформуванати певне уявлення про характер робочого процесу у проточній частині БАГМ. Використовувати картини течії, які отримані в результаті чисельного моделювання, як візуалізацію потоку можна лише при певній достовірності кількісних характеристик. До таких величин перш за все необхідно віднести інтегральні характеристики [80]. Оскільки програмний продукт дає можливість отримати значення таких

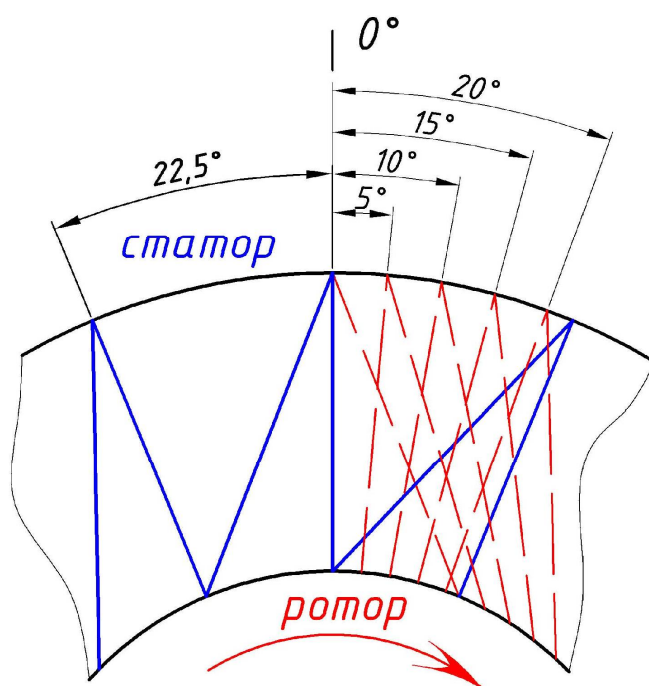


Рисунок 2.3 – Схема кутового зміщення ротора

характеристик, то постає можливість порівняти між собою характеристики, що були отримані розрахунковим і фізичним експериментами (рис. 2.4).

З рисунка 2.4 видно, що розрахункова характеристика як за потужністю, так і за напором має дещо менші числові значення порівняно з фізичними даними. Спостерігаємо розбіжність величин у межах від 7 до 12 %. Бачимо, що характер параметричних залежностей однаковий. Цього згідно з [81-84] достатньо для того, щоб вважати отримані чисельним моделюванням картини течії якісно правильними, що дає можливість використовувати їх як візуалізацію робочого процесу у

проточній частині БАГМ при його роботі на однофазному робочому середовищі.

Для повного уявлення про цілісність робочого процесу розглянемо гідродинамічні картини течії у меридіанному перетині (рис. 2.5 а) та у площині зазору між дисками (рис. 2.5 б) при різних кутах розрахунку  $\varphi$  (див. рис. 2.3).

Послідовно розглянемо картини ліній струму та картини розподілу тиску.

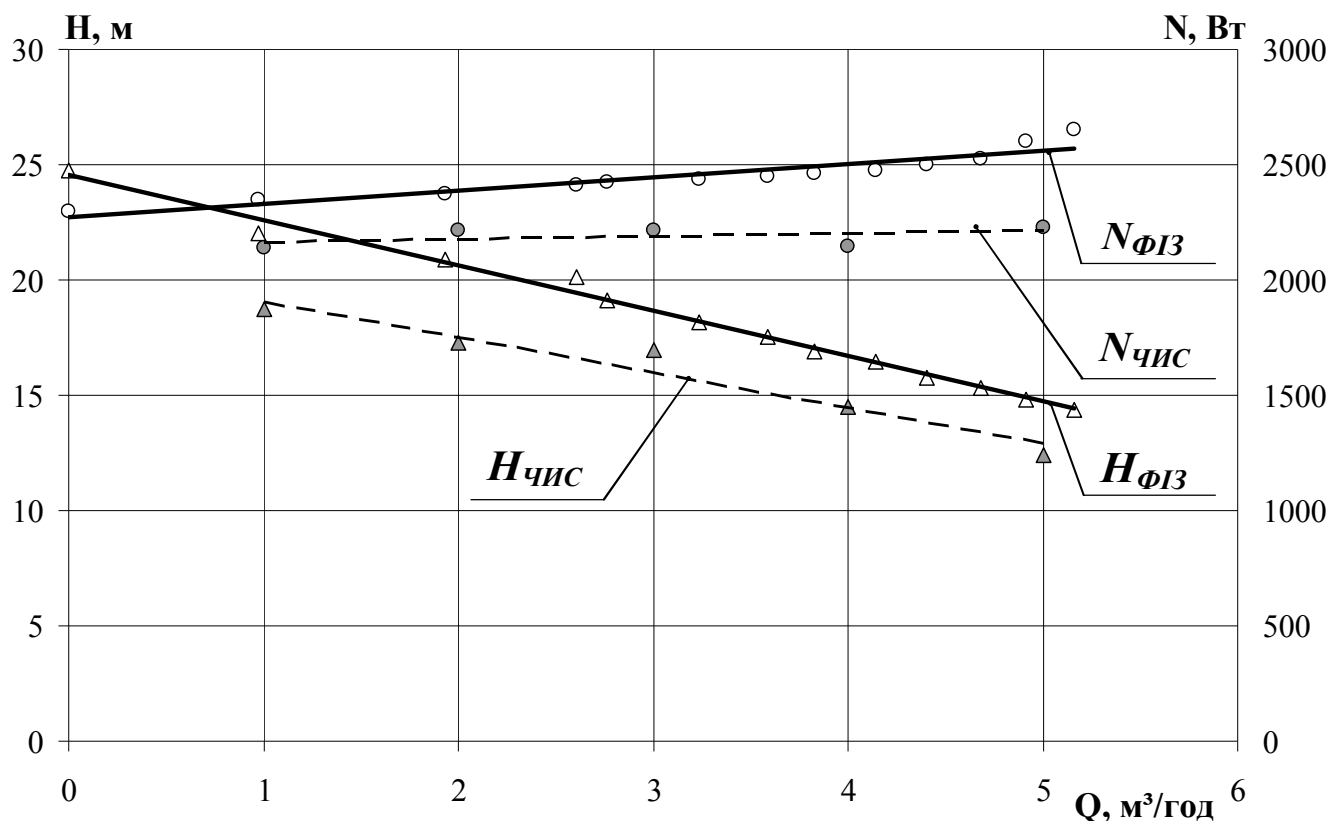


Рисунок 2.4 – Зіставлення залежностей  $N=f(Q)$  та  $H=f(Q)$  чисельного та фізичного експериментів для  $n=3000$  об/хв,  $z=16$ ,  $h=4$  мм,  $D=190$  мм та  $b=45$  мм

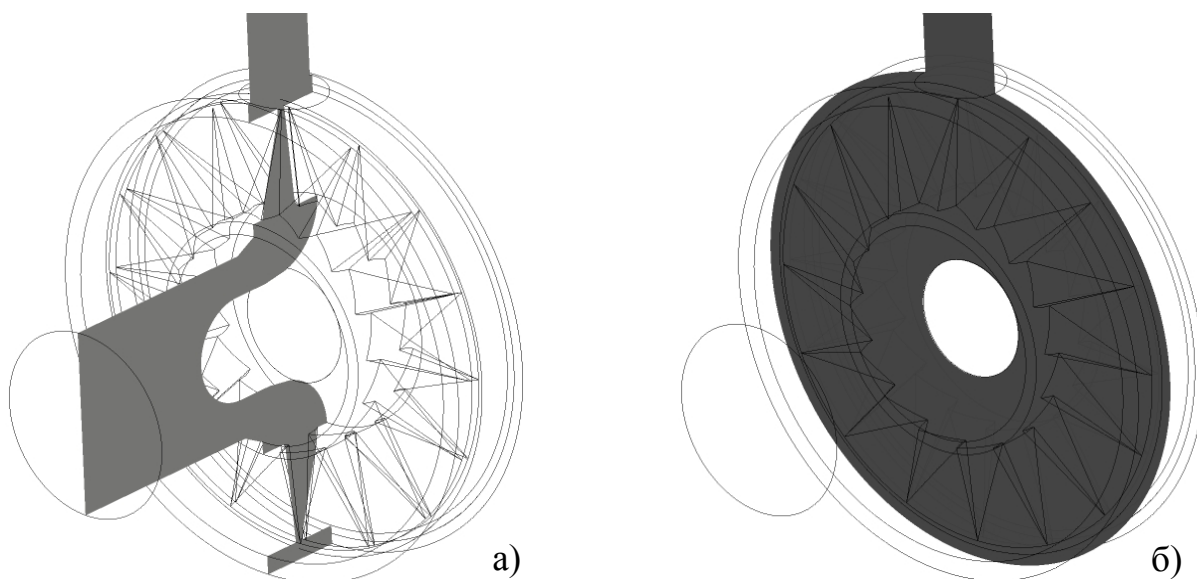


Рисунок 2.5 – Меридіана площина (а) та площина зазору між робочими дисками (б)

### 2.2.2 Аналіз результатів чисельного дослідження робочого процесу БАГМ

Розглянемо послідовно при кожному кутовому положенні ротора картини розподілу ліній струму в меридіанній проекції (рис. 2.6) та в площині зазору між робочими дисками (рис. 2.7).

Насамперед внесемо зрозумілість у позиційне відображення картин течії щодо геометрії проточної частини гідромлина. Таким чином, на всіх картинах, що відображають розподіл як ліній струму, так і полів тисків, є однакове позиціонування. Відповідно до рисунків вхід робочого середовища у проточну частину машини відбувається справа наліво. Роторний робочий диск, кутове положення якого змінювалося, відображений зліва, а статорний диск, положення якого на всіх картинах незмінне, відповідно, знаходиться справа. Обертання роторного диску відбувається у напрямку ходу годинникової стрілки щодо входу у проточну частину машини (див. рис. 2.3), тобто «від нас», якщо дивитись на картини течії.

У проточній частині має місце вихровий робочий процес, який наочно зображений на полях швидкостей. Так, у меридіанній проекції (рис. 2.6) при нульовому розташуванні ротора ( $\varphi = 0^\circ$ ) бачимо чітко виражене тороподібне вихрове утворення в області внутрішнього діаметра робочих дисків. Центр вихру розміщений приблизно посередині між дисками. Величина швидкості потоку у вихровій структурі несуттєво відрізняється від швидкості на вході у проточну частину машини. Піднімаючись вище по міждисковому простору, бачимо, що вихроутворення починає звужуватися, що пояснюється стисненням його конічними поверхнями робочих дисків. Крім того, спостерігається поступове наростання величини швидкості потоку біля поверхні роторного диска, яка в ділянці вихідного зазору має найбільше значення. У той самий час швидкість біля робочих поверхонь статора майже не змінюється, а на самих цих поверхнях величина швидкості уздовж усього діаметра диска стала та дорівнює нулю. Таким чином, маємо підстави стверджувати про величину градієнта швидкості потоку, який формується від максимального значення величини швидкості на поверхні роторного диска до мінімального значення на поверхні статорного диска. Величина цього градієнта підвищується у напрямку збільшення діаметра дисків до вихідного зазору між ними.

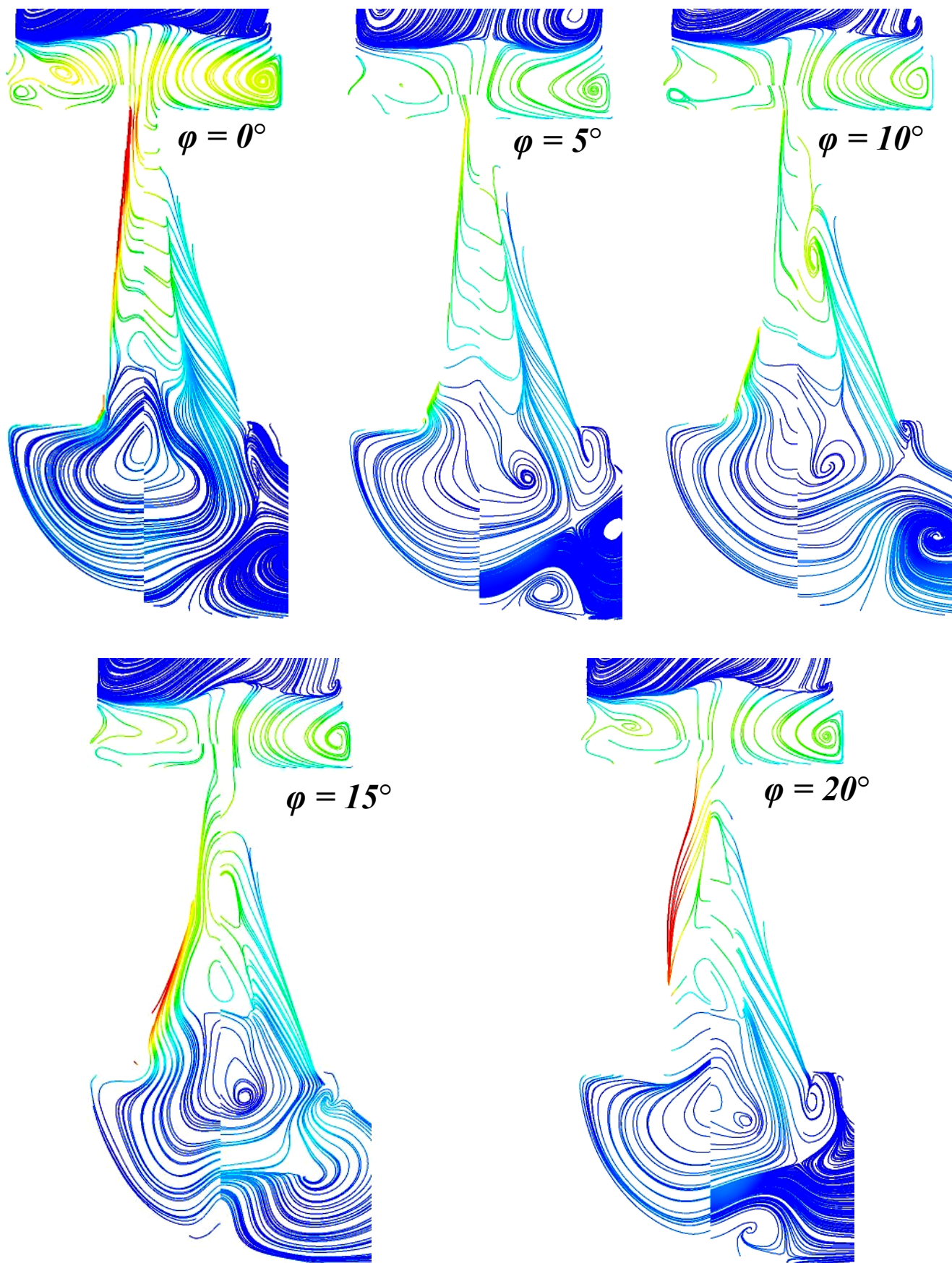


Рисунок 2.6 – Лінія струму в меридіанній проекції при різних кутових положеннях роторного робочого диска

При повороті роторного диска відносно нульового положення на кут  $\varphi = 5^\circ$  спостерігаємо незначне відкриття зубної порожнини роторного диска, яке починається із внутрішнього діаметра. Бачимо, що тороподібне вихроутворення принципово свого місцеположення не змінило. Відмітимо лише те, що центр вихрової структури дещо зсунувся в бік статорного робочого диска. В іншому структура вихру несуттєво змінилася порівняно із структурою, яка була описана у попередньому положенні. Структура вихру набула відносно рівномірного характеру. Говорячи про градієнт швидкості, то його значення знизилося на відміну від попередньої картини.

Розглянемо наступне положення роторного диска, яке відповідає його повороту відносно нульового положення на кут  $\varphi = 10^\circ$ . На відповідній картині течії (рис. 2.6) бачимо, що простір зуба ротора збільшився. Вихрова структура має таке саме позиційне розташування. Відмітимо тільки, що центр вихру більш стабілізувався щодо попереднього положення роторного диска. Звернемо увагу на появу ще одного центра вихру, який розміщений у міждисківому просторі приблизно по середині висоти зубів. Це пояснюється розширенням міждисківому простору за рахунок відкриття порожнини зуба роторного диска. Виходячи з позиції величини швидкості потоку у вихорі, відмітимо, що верхній вихор більш швидкісний, ніж нижній. Стосовно величини градієнта, його значення на рівні із попереднім положенням дисків.

При послідуєчому повороті роторного диска, що відповідає розрахунковому куту  $\varphi = 15^\circ$ , спостерігаємо подальше збільшення міждисківому простору. Нижнє вихроутворення дещо змінило своє розташування за рахунок переміщення вгору. При цьому центр вихру майже не змінив свого місцезнаходження. Останнє призвело до формування ще одного центра, який знаходиться між верхнім та нижнім центрами вихорів. Відмітимо появу високих градієнтів швидкостей, які утворені в нижній половині висоти роторного диска.

Роторний диск знаходиться у площині розрахункового кута  $\varphi = 20^\circ$  щодо нульового положення. Це положення відповідає майже максимальному відкриттю порожнини зуба роторного диска, що призводить до збільшення міждисківому

простору. Відмітимо, що в січню площину, яка показана на відповідному зображенні, в області вхідного діаметра дещо потрапило тіло зуба ротора, що візуально обрізає картину течії. Спостерігаємо той самий характер вихроутворення за наявності трьох центрів, які дещо розширилися. Відмітимо, що величина градієнту швидкості підсилюється та зміщується у верхню частину висоти зуба дисків.

Проведемо аналіз картин розподілу ліній струму у площині зазору між робочими дисками. Для цього послідовно розглянемо картини течії (рис. 2.7), що відповідають різним кутовим положенням роторного диска щодо розрахункового кута  $\varphi = 0^\circ$ .

При нульовому положенні роторного диска ( $\varphi = 0^\circ$ ) спостерігаємо на вході в проточну частину великомасштабне вихрове утворення, яке має протяжність у міждисківий простір до третини висоти зуба. Величина швидкості потоку у вхідному вихроутворенні від значення її на вході поступово підвищується. Описане вихроутворення плавно переходить у чітко сформовані колові лінії струму, у яких поступово підвищується значення величини швидкості потоку, що пояснюється збільшенням діаметра роторного диска. При цьому характер ліній струму не змінюється.

При куті повороту роторного диска  $\varphi = 5^\circ$  щодо нульового положення бачимо, що вхідне вихроутворення стає більш концентричним, а його характер майже не змінюється. При початку збільшення міждисківого простору спостерігаємо зменшення значення швидкості потоку в колових лініях струму, характер яких не змінюється.

Наступне положення роторного диска ( $\varphi = 10^\circ$ ) характеризується однорідністю вхідного вихроутворення в межах усього свого об'єму. Відмітимо, що концентричність ліній струму в ньому дещо зменшилася порівняно із попереднім положенням. Характер колових ліній струму залишається незмінним, а значення величини кутової швидкості починає вирівнюватись у всьому об'ємі міждисківого простору.

При положенні роторного диска, що відповідає розрахунковому куту  $\varphi = 15^\circ$ ,

спостерігаємо певне деформування вхідного вихроутворення, яке набуває колового вигляду. Стосовно сформованих колових ліній відмітимо, що величина швидкості потоку майже однозначна на всій своїй радіальній протяжності.

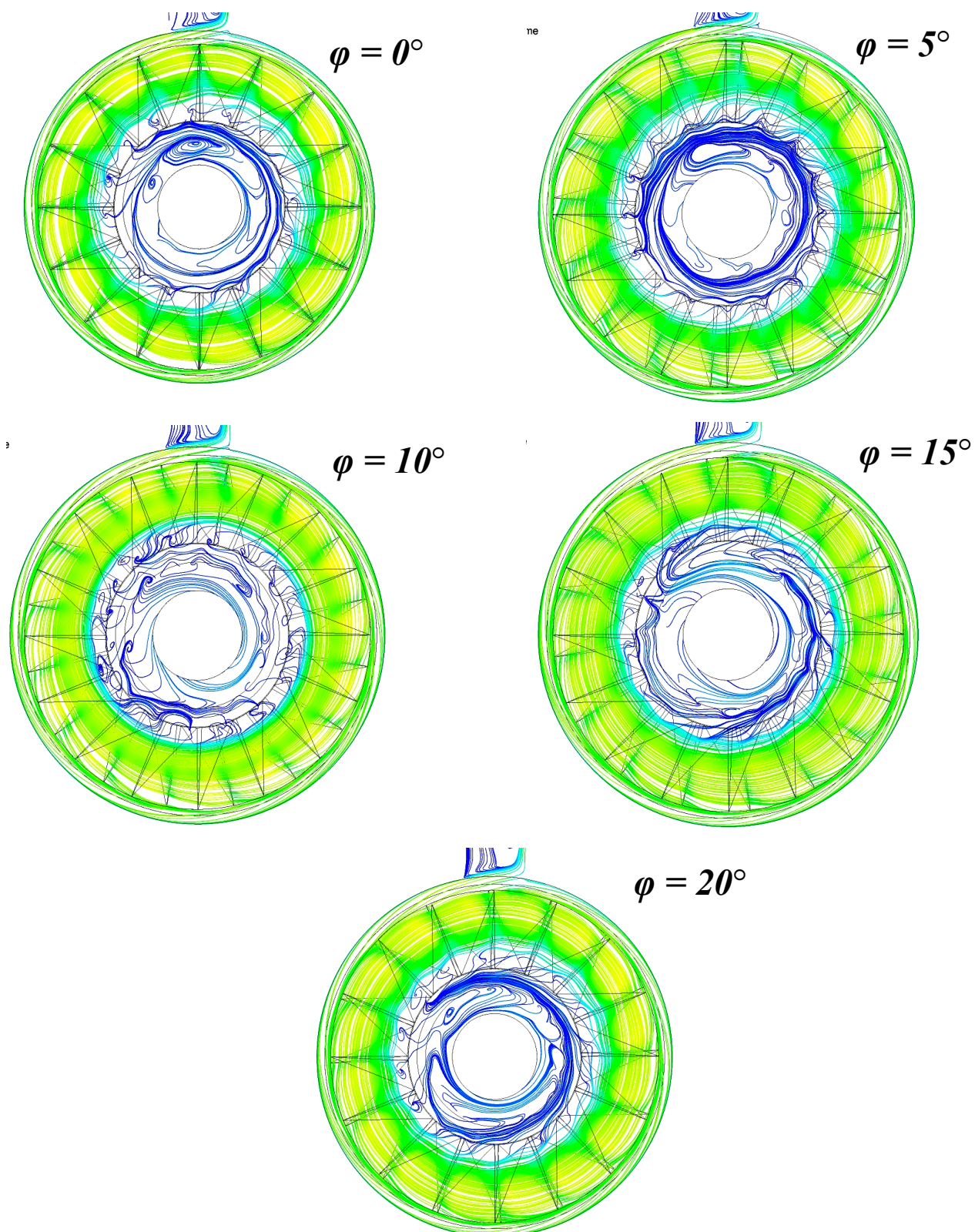


Рисунок 2.7 – Лінії струму в площині зазору між робочими дисками при різних кутів положення роторного диска

Положення роторного диска при куті  $\varphi = 20^\circ$  має картину розподілу ліній струму, які наближені за своєю суттю до картин при нульовому положенні ротора ( $\varphi=0^\circ$ ).

Після розглянутих картин розподілу ліній струму в проточній частині машини проведемо аналіз полів тиску в меридіанній проекції (рис. 2.8) та в площині зазору між робочими дисками (рис. 2.9) при різних кутових положеннях роторного диска.

За аналогією з проведеним аналізом ліній струму, спочатку розглянемо картини в меридіанній проекції (рис. 2.8).

При кутовому положенні роторного диска  $\varphi = 0^\circ$  маємо картину полів тиску, яка описує поступове наростання величини тиску від входу у проточну частину машини до її виходу. Це пояснюється збільшенням кінетичної складової енергії потоку робочого середовища за рахунок дії відцентрових сил, які утворюються обертанням роторного робочого диска. При інших кутових положеннях роторного диска ( $\varphi = 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ$ ) характер зміни тиску не змінюється. Хоча спостерігається деяка зміна меж підвищення значення тиску.

Розглянемо картини полів тиску у площині зазору між робочими дисками (рис. 2.9).

При нульовому розміщенні роторного диска щодо нульового положення ( $\varphi = 0^\circ$ ) спостерігаємо поступове наростання тиску від входу в проточну частину машини до виходу з неї. Так, бачимо, що максимальне значення величини тиску набуває на виході із проточної частини. Окремо відмітимо ділянки підвищеного тиску, які характеризують силову взаємодію зуба ротора із робочим середовищем. Для даного положення збільшення тиску спостерігається із третини висоти зуба від входу в міждисківий простір. І вже з половини зуба величина тиску набуває максимального значення. Динаміка зростання величини тиску біля робочих поверхонь статорного диска значно менша порівняно з робочою поверхнею роторного диска. Такий контраст у збільшенні тисків призводить до утворення «язика» високого тиску, який чітко видно на відповідному зображенні.

Положення роторного диска, яке відповідає розрахунковому куту  $\varphi = 5^\circ$ , в загальному плані характеризується тими самими тенденціями, що описані відносно



попереднього положення. З особливостей відмітимо таке. При відкритті порожнини зуба роторного диска спостерігаємо певне вирівнювання величин тиску в області між статорною та роторною робочими поверхнями в ділянці зубців.

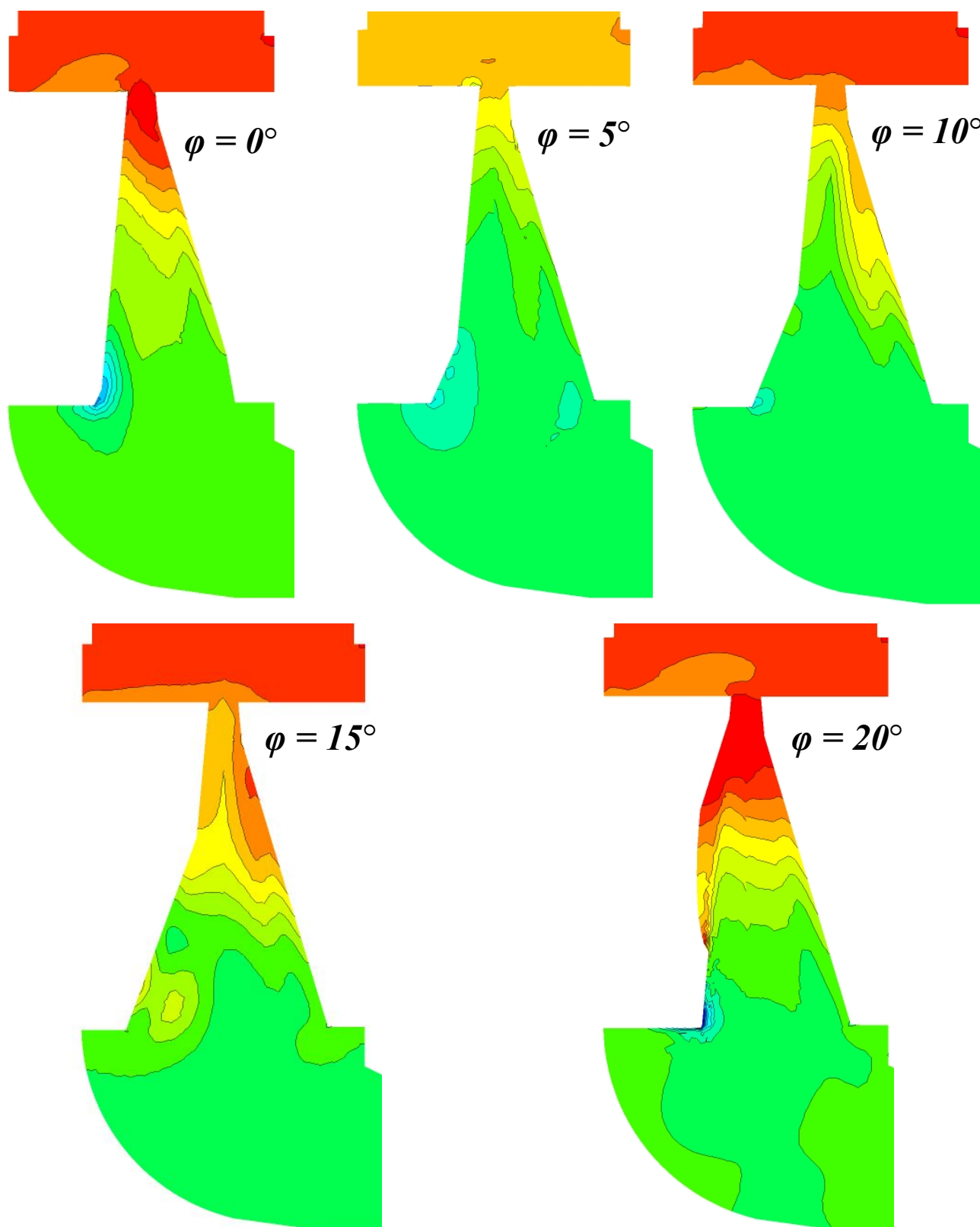


Рисунок 2.8 – Поля тисків у меридіанній проекції при різних кутівих положеннях роторного робочого диска

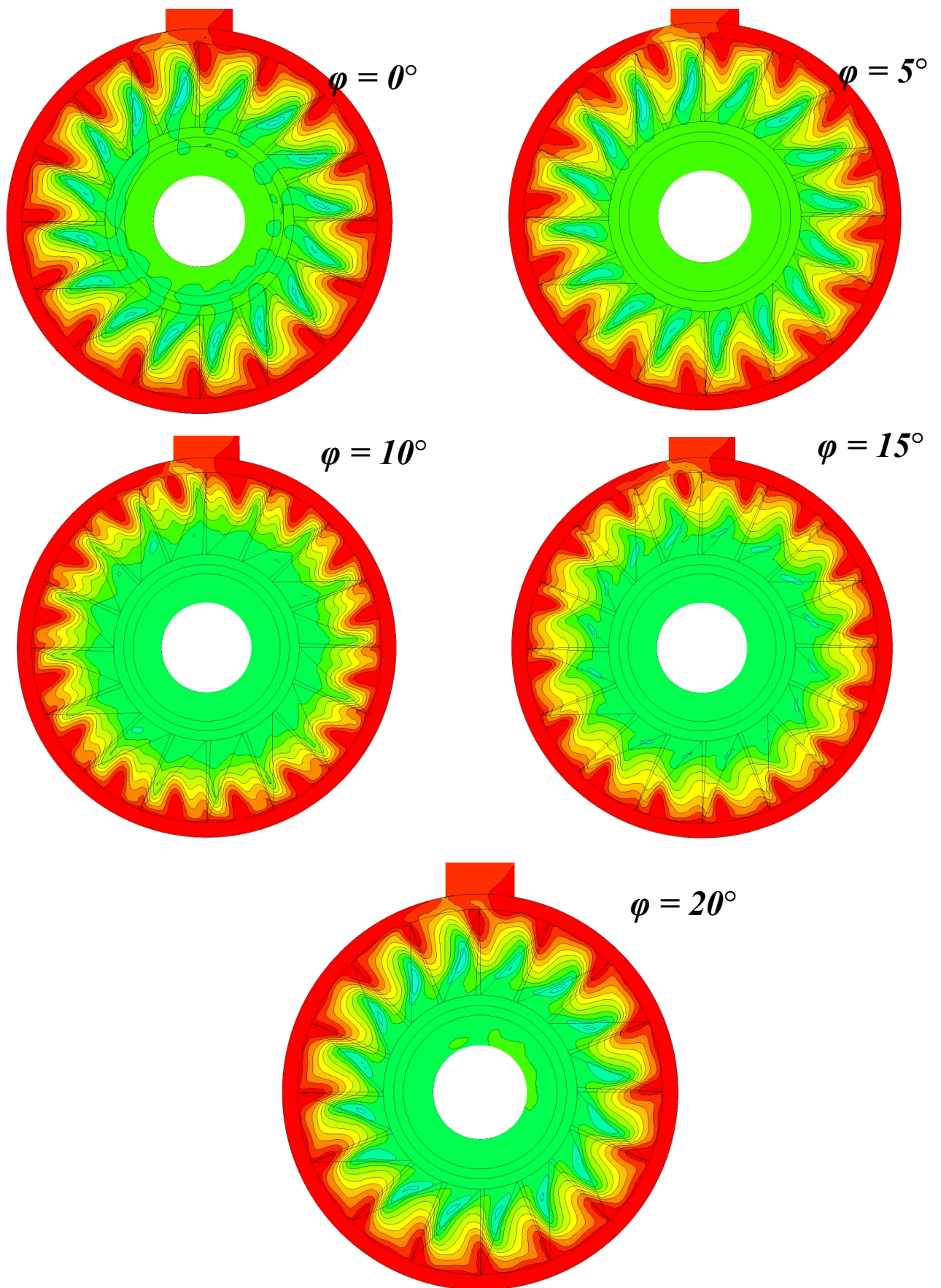


Рисунок 2.9 – Поля тисків у площині зазору між робочими дисками при різних кутових положеннях роторного диска

Останнє призводить до зменшення протяжності «язика» високого тиску, який рухається в кутовому напрямку відповідно з зубом роторного диска.

Наступний поворот ротора щодо нульового положення відповідає куту  $\varphi = 10^\circ$ . При цьому характер розподілу тисків залишається той самий. Відмітимо продовження тенденції з вирівнювання тиску між сусідніми зубцями робочих дисків, що також призводить до подальшого зменшення протяжності «язика» високого тиску.

Наступне кутове положення роторного диска ( $\varphi = 15^\circ$ ) відповідає подальшому зменшенню «язика» силової взаємодії роторного зуба із середовищем. Крім того, продовжує вирівнюватися величина тиску між зубцями роторного та статорного дисків у напрямку до периферії міждискового простору. Відмітимо появу формування зони зниженого тиску, яке зосереджується в ділянці набігання потоку на статорний зубець в області третини його висоти від внутрішнього діаметра.

При кутовому положенні роторного диска, що відповідає  $\varphi = 20^\circ$ , бачимо, як розмір «язика» високого тиску починає збільшуватись, а вирівнювання тиску між роторними та статорними зубцями зупинилося. До того ж, відбувається підвищення розмірів зони зниженого тиску, поява якого була відмічена при попередньому положенні ротора.

У загальному випадку отримані гідродинамічні картини течії потоку свідчать про складний характер робочого процесу у проточній частині БАГМ. Бачимо, що характер течії потоку можна охарактеризувати як нестационарний та невстановлений. Складна структура утворених у міждисковому просторі тороподібних вихроутворень забезпечує взаємодію між робочими дисками статорного та роторного елементів.

Крім того, формування такої вихрової структури потоку у поєднанні з встановленою конструктивною схемою робочих елементів проточної частини машини сприяє найбільш ефективному подрібненню твердого включення у двофазному робочому середовищі. Останнє підтверджується припущенням про ймовірний характер робочого процесу БАГМ на двофазному робочому середовищі. В основі такого припущення лежать отримані картини течії на однофазному

робочому середовищі.

Розглянемо тверду частинку, що у водному середовищі потрапила в проточну частину машини (рис. 2.10). Захоплене вихровим утворенням на вході у проточній частині зерно переміщується в міждисківий простір. Після потрапляння зерна між кромками зубів статорного та роторного робочих дисків відбувається їх контакт, що приводить до певної механічної взаємодії. У результаті відбувається руйнування зерна на дві частини. Після цього кожна частинка захоплюється вихровим потоком та через порожнини зубів піднімається вище по проточній частині. Так частинка опиняється знову в ділянці між кромками зубців дисків, де осьовий розмір між ними менший, ніж був нижче. Знову відбувається механічний контакт та подальше руйнування твердої частинки. Таким чином, розмір частинки поступово зменшується. І так відбувається, поки розмір частинки не стане меншим за величину зазору між робочими дисками на виході із проточної частини гідромлина. Після цього вона потрапляє у відвід. Зазначимо, що при першочерговому руйнуванні цілісності зерна енерговитрати суттєво вищі, ніж при подальшому подрібненні його частин [85-91]. Відмітимо, що поряд із механічним має місце і гідродинамічне руйнування твердого включення. Останнє пояснюється результатом дії високого градієнта швидкостей у зоні наближеної до вихідного зазору проточної частини машини. Необхідно зазначити, що сила механічного руйнування суттєво вища за гідродинамічну. Тому гідродинамічне руйнування відбувається над частинками твердого включення, міцність яких суттєво нижча за першочергову міцність цілого елемента. Зниження міцності пояснюється тим, що

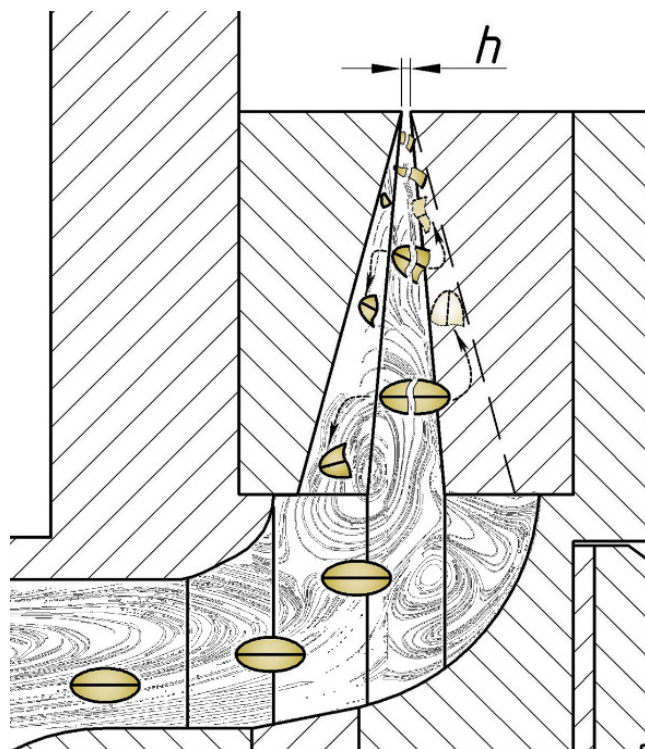


Рисунок 2.10 – Вплив сформованого потоку на процес подрібнювання

при першочерговому руйнуванні цілого в отриманій частині з'являється ряд внутрішніх напружень, які формують у структурі тіла мікротріщини. Підтвердження наявності гідродинамічного руйнування є той факт, що під час роботи гідромлина на гідромодулі (зерно-вода) в готовому зерновому замісі спостерігалася значна кількість частинок (близько 30 % від загальної кількості), розмір яких був значно меншим (приблизно у 2 рази) ніж величина зазору на виході із проточної частини БАГМ.

Описаний вище робочий процес під час роботи гідромлина на двофазному робочому середовищі необхідно розглядати у межах ймовірно можливого варіанта, оскільки в реальних умовах механізм подрібнення твердої фракції має більш складний характер. Крім того, тверда частинка після руйнування отримує прискорення та змінює траєкторію свого руху. Це, безумовно, дещо вплине на вихроутворення рідкої фракції робочого середовища. Щоб відповісти на питання, наскільки суттєво зміниться картина та яким чином це відбудеться, необхідно мати чітку уяву про природу процесу подрібнення з детальним описом механізмів, що при цьому відбуваються. Мета цієї роботи не полягає у завданні відповісти на це питання і вивчити особливості механізму руйнування твердої частинки у рідкому середовищі у проточній частині машини гідродинамічного принципу дії.

У загальному випадку після проведеного аналізу гідродинамічних картин течії у проточній частині БАГМ можемо чітко визначити роль рідкої фракції робочого середовища у проведенні процесу гідроподрібнення. По-перше, рідина формує необхідну структуру робочого потоку у проточній частині гідромлина. По-друге, рідина забезпечує транспортування твердої фази по проточній частині машини. По-третє, за допомогою рідини у проточній частині гідромлина реалізується гідродинамічне подрібнення вже зруйнованих механічним шляхом твердих частинок. Гідродинамічне подрібнення пояснюється результатом дії високого градієнта швидкостей в зоні наближеної до вихідного зазору проточної частини машини. Доведенням останнього є отримані картини течії, які показують характер розподілу ліній струму у меридіанній проекції проточної частини гідромлина.

### 2.3 Висновки

1. Шляхом математичного аналізу з використанням ряду умовних припущень розроблено аналітичну модель робочого процесу у проточній частині БАГМ, яка відображає залежність енергетичної характеристики від конструктивних та режимних параметрів машини. Таким чином, встановлено ряд параметрів, які найбільш суттєво впливають на робочий процес гідромлина і, як наслідок, на величину його потужності.

2. Аналіз отриманої математичної моделі призвів до певних сумнівів щодо можливості адекватного її використання без уточнення емпіричним шляхом. Перш за все це пов'язано з неможливістю залежності врахувати ряд суттєвих показників гідромлина, до яких належать як конструктивні (кількість дискретно розташованих зубців на статорному та роторному робочих дисках, а також величина зазору між ними), так і гідродинамічні (рух робочого середовища у проточній частині, а також наявність твердої фракції, що в нього входить). Прийнято рішення провести необхідне уточнення математичної моделі шляхом фізичного моделювання робочого процесу БАГМ як на однофазному, так і на двофазному робочих середовищах.

3. Шляхом аналітичного огляду та безпосередньо розрахунком обґрунтовано обрання як моделі турбулентності стандартної  $k$ - $\epsilon$ -моделі для розрахунку робочого процесу гідромлина.

4. У результаті проведення квазістаціонарного розрахунку на однофазному робочому середовищі, отримано картини течії у проточній частині гідромлина, які повною мірою дають наочне уявлення про характер і структуру робочого процесу БАГМ. Адекватність отриманих картин течії доведено шляхом порівняння інтегральних характеристик, отриманих у результаті чисельного та фізичного моделювання.

5. Шляхом аналітичної обробки отриманих картин течій однофазного робочого середовища сформульоване припущення про можливий механізм перебігу процесу гідроподрібнення твердої фракції робочої гідросуміші.

6. Шляхом аналізу отриманих картин течії у проточній частині БАГМ сформовано уявлення про роль рідкої фракції робочого середовища у проведенні процесу гідроподрібнення.

### РОЗДІЛ 3

## РЕЗУЛЬТАТИ ФІЗИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ГІДРОМЛИНА

Результати математичного моделювання, що були отримані в розділі 2.1, дали можливість виділити найбільш значущі параметри, що суттєво впливають на потужність машини. Уточнення математичної моделі проведено шляхом фізичного дослідження гідродинамічних процесів у проточній частині БАГМ на однофазному робочому середовищі.

Таким чином, можемо сформулювати ряд задач, які необхідно поставити перед фізичним дослідженням:

- отримати напірну характеристику  $H = f(Q)$  та залежність потужності гідромлина від його витрати  $N = f(Q)$ ;
- оцінити якісний вплив конструктивних параметрів проточної частини гідромлина на характеристики машини;
- уточнити математичну модель БАГМ;
- провести дослідження у рамках методики планування багатофакторного експерименту.

Крім того, базуючись на результатах фізичного експерименту, необхідними є встановлення особливості застосування теорії подібності та перевірка можливості застосування модельного перерахунку до робочих характеристик БАГМ.

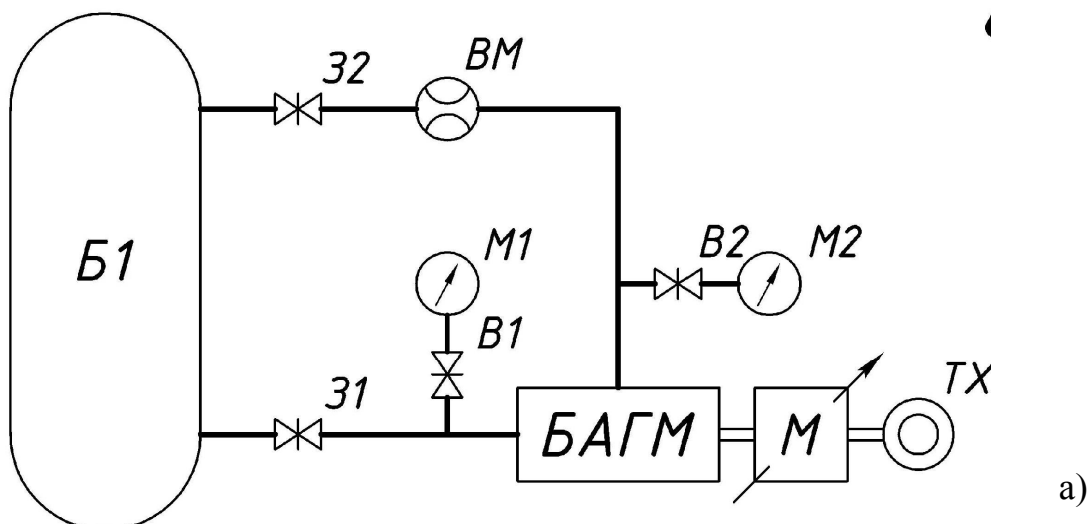
При проведенні фізичного експерименту на двофазному робочому середовищі є можливість сформулювати підхід до визначення енергетичного балансу гідромлина.

Вирішення поставлених завдань є достатнім підґрунтям для розроблення методики розрахунку БАГМ для конкретної технологічної лінії. Як приклад наведемо методику розрахунку для технологічної лінії виробництва етилового спирту на етапі приготування зернового замісу.

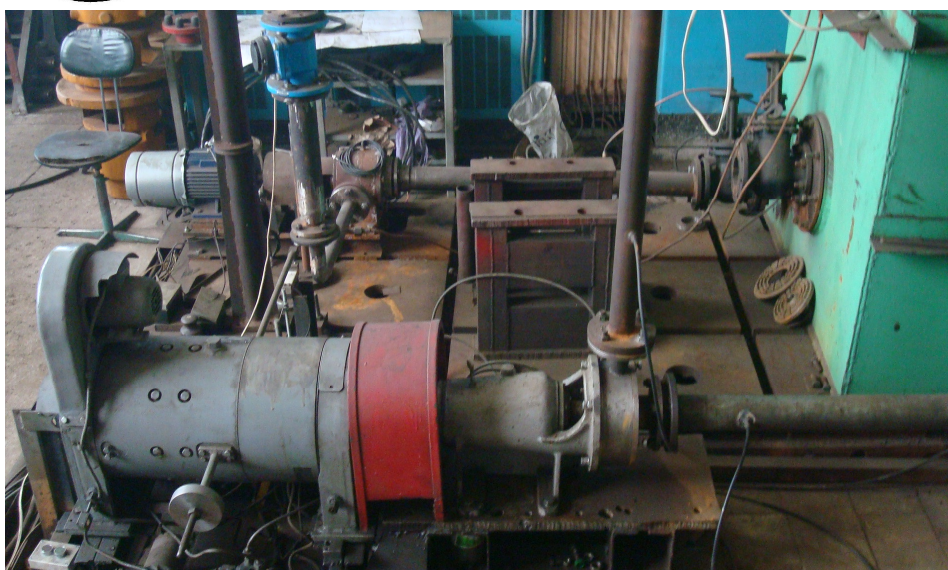
### 3.1 Опис експериментального стенда

Для проведення експериментального дослідження технічного об'єкта необхідно брати до уваги, що на енергетичну характеристику БАГМ впливають як ряд геометричних параметрів, так і режими роботи машини. До геометричних параметрів віднесемо діаметр робочого колеса, кількість зубців та зазор між статорним і роторним дисками. До режимних параметрів необхідно віднести частоту обертання ротора БАГМ, витрати через проточну частину машини та властивості робочої рідини.

Саме для дослідження впливу перелічених параметрів на енергетичну характеристику БАГМ у лабораторії кафедри прикладної гідраеромеханіки СумДУ було створено експериментальний стенд. Принципова схема стенда наведено на рис. 3.1. Стенд працює за замкнутою схемою циркуляції рідини.



а)



б)

Рисунок 3.1 – Експериментальний стенд: а) принципова схема; б) фото



Таблиця 3.1 – Умовні позначення принципової схеми стенда

Умовне позначення	Назва	К-ть	Примітка
М	Динамометричний двигун	1	Двигун постійного струму
ТХ	Тахометр	1	–
БАГМ	Гідромлин	1	–
Б	Бак	1	Об'єм 20 м <sup>3</sup>
31	Засувка відсічна	1	Ду80
32	Засувка для регулювання витрати	1	Ду40
ДТ1	Датчик тиску на вході в ГМ	1	«Сафір М» -5150
ДТ2	Датчик тиску на виході з ГМ	1	«Сафір М» -5150
ВМ	Витратомір	1	Діафрагма та датчик перепаду тиску «Сафір М» -5415

Представлений стенд включає в себе дослідний зразок БАГМ, який через систему трубопроводів та запірної арматури з'єднаний із баком. Складовими частинами стенда є також вимірювальні та регулювальні прилади. Пілотний зразок гідромлина являє собою експериментальну проточну частину (рис. 1.36), яка встановлена на стандартному кронштейні, що агрегований із двигуном постійного струму. Напірна ділянка системи водопроводу містить витратомір, робота якого базується на вимірній діафрагмі. Остання, у свою чергу, розрахована відповідно до методики [92]. Необхідно відмітити, що контрольно-вимірювальна апаратура пройшла атестацію згідно з встановленими нормами у відповідній структурі ДП «Сумистандартметрологія». Запірно-регулювальна арматура оснащена електроприводами та має дистанційне керування. Привід агрегату являє собою балансирну машину постійного струму MS 1713-4 потужністю 20 кВт. Регулювання частоти обертання ротора відбувається за допомогою тиристорного перетворювача АТРВ 320/460-20. Діапазон регулювання частоти перебуває у межах від 0 до 4000 об/хв.

Проточна частина гідромлина виконана таким чином, щоб забезпечити

проведення випробувань із можливими конструктивними комбінаціями робочого колеса та статорного елемента. Максимальний зовнішній діаметр робочого колеса становить 190 мм. Регулювання осьового зазору між дисками статорного та роторного елементів виконується за рахунок дистанційних вимірювальних шайб. Контроль осьового зазору відбувається за допомогою мікрометричного глибиноміра за трьома рівнорозміщеними точками. Такий підхід дозволяє звести похибку встановлення робочих органів до мінімуму, що в подальшому знизить похибку у вимірюванні потужності, яка споживається машиною. Ущільнення вала БАГМ забезпечує торцеве ущільнення. Завдяки цьому було забезпечене постійне значення потужності холостого ходу та повністю виключені можливі втрати рідини із замкнутої системи. Осьове зусилля ступені гідромлина сприймається парою радіально-упорних підшипників кронштейна. Для проведення стендових експериментів було використано 15 комбінацій робочих дисків, які частково наведені на рис. В.1 у вигляді фотографії.

До складу комплекту вимірювальних приладів входили:

- датчик різниці 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 звужувальному 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;
- тензометричний датчик ZEMIC L6D-C3-5kg з похибкою 0,02 % від верхньої межі для вимірювання зусилля на плечі балансірної машини;
- тахометр індуктивний;
- цифро-аналоговий перетворювач L-Card E14-140MD для перетворення аналогових сигналів датчиків у цифровий сигнал для ПК;
- ПК Lenovo V570 для збирання 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.

Вимірювальна апаратура забезпечила можливість проводити енергетичні випробування агрегату відповідно до [93].

Для контролю геометричних розмірів проточної частини та встановлення необхідних зазорів використовувалися такі вимірювальні прилади:

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

Визначення енергетичної характеристики гідромлина виконувалося шляхом віднімання енергетичної характеристики холостого ходу  $N_x(n)$  від показників енергетичної характеристики БАГМ із робочим колесом. Характеристика холостого ходу (рис. 3.2) враховує втрати, які неминуче виникають у підшипниках ковзання балансірної машини та в підшипниках кочення кронштейна, втрати при передачі енергії пружною муфтою та втрати в парі тертя торцевого ущільнення.

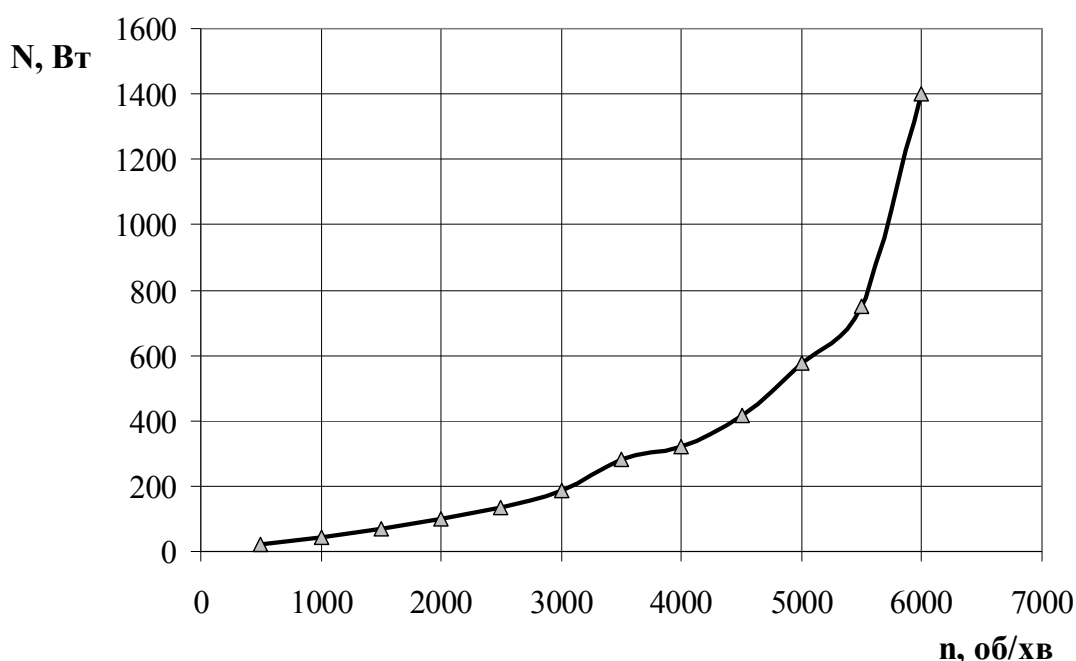


Рисунок 3.2 – Характеристика холостого ходу

### 3.2 Методика проведення експериментального дослідження

Експериментальне дослідження енергетичної характеристики гідромлина було проведене згідно з методикою, яка регламентована у відповідних рекомендаціях щодо випробувань гідравлічних машин [94]. Наведемо залежності, за допомогою яких було визначено необхідні параметри.

Потужність, яка споживається гідромлином, визначалася за допомогою балансірної машини. Величину зусилля на важелі було визначено за допомогою тензометричного датчика з межею зважування 5 кг. Спожита потужність БАГМ, яка зведена до синхронної частоти обертання ротора, розрахована згідно з такою формулою:

$$N = \frac{(m - m_0) \cdot g \cdot l_p \cdot n \cdot \pi}{30} \cdot \left( \frac{3000}{n} \right)^3, \quad (3.1)$$

де  $m_0$  – початкова маса на важелі балансірної машини, кг;

$m$  – робоча маса на важелі балансірної машини, кг;

$l_p$  – довжина важеля балансірної машини, м;

$n$  – частота обертання ротора, об/хв.

Довжина важеля  $l_p$  визначалася за методикою, розробленою Науково-дослідним інститутом атомного та енергетичного насособудування (ВНДІАЕН, м. Суми) і дорівнювала  $l_p = 0,815$  м.

Енергетична характеристика гідромлина  $N_{БАГМ}(n)$  визначалася шляхом віднімання показників характеристики холостого ходу  $N_x(n)$  від показників характеристики, визначеної за допомогою балансірної машини  $N(n)$ , тобто

$$N_{БАГМ}(n) = N(n) - N_x(n).$$

Величина витрати рідини через проточну частину БАГМ  $Q_M$  визначалася за такою залежністю:

$$Q = K \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \left( \frac{3000}{n} \right), \quad (3.2)$$

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

$\Delta p$  – перепад тиску на діафрагмі, що вимірюється датчиком різниці тиску.

Коефіцієнт витрати діафрагми  $K$  визначався розрахунковим шляхом за

відповідними методиками за допомогою програми «РАСХОД-СТ-М» (версія 2) та безпосередньо персоналом ДП «Сумистандартметрологія».

Величина зведеного напору  $H$  визначилася різницею питомих енергій потоку рідини на виході та на вході у гідромліні. Відповідна залежність має такий вигляд:

$$H = \left[ \left( \frac{P}{\gamma} \right)_2 - \left( \frac{P}{\gamma} \right)_1 + H_{дин} \right] \cdot \left( \frac{3000}{n} \right)^2, \quad (3.3)$$

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

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

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

$\gamma$  – питома вага води, Н/м<sup>3</sup>, при температурі 20°C,  $\gamma = 9810$  Н/м<sup>3</sup>.

Тиск  $\left( \frac{P}{\gamma} \right)_2$  визначався за показниками датчика тиску, встановленого на відстані 2,5 Ду від напірного фланця машини. Тиск  $\left( \frac{P}{\gamma} \right)_1$  визначався за показниками датчика тиску, встановленого на відстані 2 Ду до вхідного патрубку БАГМ. Динамічний напір  $H_{дин}$  визначався через витрату та площу мірних перерізів за формулою:

$$H_{дин} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g} = \frac{1}{2 \cdot g \cdot 3600^2} \cdot \left( \frac{S_1^2 - S_2^2}{S_1^2 \cdot S_2^2} \right) \cdot Q^2 = K_{дин} \cdot Q^2, \quad (3.4)$$

де  $S_1, S_2$  – площі мірних перерізів відповідно на вході та на виході з гідромліни, м<sup>2</sup>.

### 3.3 Оцінка похибок результатів вимірювань

За основу визначення похибок, які мали місце при визначенні основних параметрів гідромліни, були використані відповідні залежності аналітичного характеру наведені в [95-97].

Відносна гранична похибка вимірювання потужності на валу експериментального БАГМ визначалася за формулою

$$\Delta N_m = \sqrt{\left(\frac{100 \cdot F_\psi}{F_p}\right)^2 + \delta F_p^2 + \delta l^2 + 4\delta n^2}, \quad (3.5)$$

де  $F_\psi$  – поріг чутливості балансірного двигуна, Н;

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

Відносна гранична похибка вимірювання електричної зведеної потужності  $\Delta N_{mex}$ , що споживається БАГМ, визначалася за формулою

$$\Delta N_{mex} = \sqrt{\delta P_e^2 + \delta \eta_e^2 + 9\delta n^2}, \quad (3.6)$$

де  $\delta P_e$  – відносна гранична похибка вимірювання електричної потужності по кожній із фаз, %;

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

Відносна гранична похибка визначення зведеної витрати рідини через проточну частину гідромлина  $\Delta Q_{mex}$  розраховувалася за формулою:

$$\Delta Q_{mex} = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \quad (3.7)$$

де  $\delta Q$  – відносна гранична похибка вимірювання витрати рідини, %.

Остання визначалася як

$$\delta Q = \frac{100 \cdot \Delta Q}{Q}, \quad (3.8)$$

де  $\Delta Q$  – абсолютна гранична похибка вимірювання витрати рідини, м<sup>3</sup>/с;

$Q$  – експериментально визначена величина витрати, м<sup>3</sup>/с.

Відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання ротора  $\delta n$  обчислювалася за формулою

$$\delta n = \frac{100 \cdot \Delta n}{n}, \quad (3.9)$$

де  $\Delta n$  – абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання ротора, об/хв;

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

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

Відносна гранична похибка вимірювання лінійних розмірів елементів

проточної частини БАГМ  $\delta L$  розраховувалася за формулою

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

де  $\Delta L$  – абсолютна гранична похибка вимірювання геометричного розміру, м;

$L$  – величина параметра, що визначається, м.

Відносна гранична похибка вимірювання часу проведення експерименту  $\delta T$  визначалася за формулою

$$\delta T = \frac{100 \cdot \Delta T}{T}, \quad (3.11)$$

де  $\Delta T$  – абсолютна гранична похибка вимірювання часу, хв;

$T$  – експериментально визначене значення часу, хв.

Для умов експерименту з дослідження насосного ефекту формула для визначення відносної похибки обчислення напору має такий вигляд:

$$\Delta H = \frac{1}{H_{OP}} \sqrt{\frac{P_n^2 \cdot \delta P_n^2 + P_v^2 \cdot \delta P_v^2}{\rho^2} + H_{OP}^2 \cdot (\delta \rho^2 + 4\delta n^2)}, \% \quad (3.12)$$

де  $\delta P_v$ ,  $\delta P_n$ ,  $\delta \rho$  – відносні граничні похибки вимірювання відповідно тиску на вході та виході з БАГМ та густини робочої рідини, %;

$H_{OP}$  – експериментальне значення напору, м.

Середньоквадратичні відносні похибки непрямих вимірювань обчислювалися за формулою [96]:

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\Delta}{2}, \quad (3.13)$$

де  $\Delta$  – відносна гранична похибки параметру, що визначається, %.

Результати визначення значень похибок прямих та непрямих вимірювань наведені відповідно в табл. 3.2 та 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 параметра	Абсолютна гранична похибка	Відносна гранична похибка, %	Середньо квадратична відносна похибка, %
Діаметр роторного диска $D_p$ , мм	190	0,01	0,60	0,30
Діаметр статорного диска $D_{ст}$ , мм	190	0,01	0,60	0,30
Величина зазору $h$ , мм	4	0,05	0,10	0,07
Частота обертання $n$ , об/хв	4000	5,00	0,10	0,05
Довжина важеля $l$ , мм	815	0,50	0,13	0,065

Таблиця 3.3 – Похибки непрямих вимірювань

Параметр, що визначається, одиниця виміру	Середній рівень параметра	Відносна похибка, %	Середньо квадратична відносна похибка, %
Механічна потужність на валу, $N_{мех}$ , Вт	6000	4,0	1,80
Витрата через проточну частину $Q$ , м <sup>3</sup> /год	6	0,2	0,11
Максимальний напір $H$ , м	50	3,8	1,85



### **3.4 Визначення параметрів варіювання та їх меж під час фізичного моделювання робочого процесу**

Основними досліджуваними параметрами БАГМ є потужність та продуктивність. Під час дослідження зазначених величин буде паралельно аналізуватись і другорядний параметр – напір, що створюється гідромлином. Аналіз такого показника, як ККД, проводиться не буде внаслідок його неприйнятності для машини зазначеного типу. Таким чином, результативність роботи гідромлина характеризується його продуктивністю, якістю отриманого продукту та величиною затраченої на це потужності.

Для вивчення робочого процесу в проточній частині БАГМ було визначено конструктивні та режимні (гідродинамічні) фактори, що впливають на характеристики машини. До конструктивних факторів віднесено такі параметри варіювання:

- зовнішній діаметр статорного та роторного робочих дисків;
- кількість зубців на робочій поверхні статорного та роторного дисків;
- відносна ширина робочих дисків;
- відносний зазор між статорним та роторним дисками.

Під відносною шириною робочих дисків мають на увазі величину, що визначається відношенням ширини робочої поверхні диска до його зовнішнього діаметра. І, відповідно, під відносним зазором розуміють величину, що визначається відношенням зазору між статорним та роторним дисками до зовнішнього діаметра робочого диска. Необхідно зауважити, що діаметри роторного та статорного дисків між собою однакові. Щодо кількості зубців дисків, то на етапі планування експерименту, згідно з методикою, наведеною в [95], у проточній частині машини кількість зубців статорного та кількість зубців роторного дисків не були однаковими.

У табл. 3.4 наведені межі варіювання описаних вище конструктивних параметрів проточної частини гідромлина.

Таблиця 3.4 –Межі варіювання конструктивних параметрів

$z_{ст}$ , шт.	$z_p$ , шт.	D, мм	$\bar{h}$	$\bar{b}$
0-16	0-16	130-190	0,0005-0,0211	0,1841-0,2369

Зауважимо, що з конструктивних факторів проточної частини гідромлина не розглядалися такі параметри, як кут конуса робочих поверхонь статорного і роторного дисків та кут, що визначає глибину зуба на робочій поверхні дисків. Тобто ці елементи були взяті за сталі величини.

Щодо режимних факторів, то їх обмеження визначаються технічними можливостями дослідного стенда. Відносно такого параметра, як частота обертання ротора, лімітуючими факторами є межа виміру витратоміра та конструктивна надійність вузлів пілотного зразка гідромлина. Діапазон варіювання частоти обертання визначався у межах від 2000 до 4000 об/хв.

Таким чином, результати фізичного дослідження робочого процесу БАГМ на однофазному робочому середовищі повинні привести до чіткого уявлення про залежність потужності та напору гідромлина від частоти обертів ротора, кількості зубців робочих дисків, їх зовнішнього діаметра та величини зазору між дисками. Зазначені залежності можна визначити шляхом аналітичної обробки витратних характеристик ( $N = f(Q)$  та  $H = f(Q)$ ), що отримані при варіюванні відповідних факторів впливу.

### **3.5 Визначення характеристик гідромлина шляхом проведення експериментів однофакторного варіювання параметрів**

Для визначення основних залежностей  $N = f(Q)$  та  $H = f(Q)$  було проведено ряд дослідів, які характеризувались однофакторним варіюванням конструктивних параметрів проточної частини. До того ж змінювався і режим роботи гідромлина залежно від частоти обертання ротора машини. Наведемо в табличному вигляді параметри та межі варіювання їх значень, при яких проводилися дослідження зазначених залежностей (табл. 3.5).

Таблиця 3.5 –Межі варіювання параметрів дослідження

Кількість зубців ротора $z_p$ , шт.	Кількість зубців статора $z_{ст}$ , шт.	Зовнішній діаметр дисків $D$ , мм	Зазор між робочими дисками $h$ , мм	Частота обертання ротора $n$ , об/хв
2-20	2- 20	170-190	0,5-3,0	2000-4000

Під час проведення кожного з дослідів змінювався один із конструктивних параметрів. При цьому знімалися показання приладів при різних положеннях запірною елемента регулювальної засувки, що визначала зміну подачі гідромлина. Після проведення обробки отриманих даних визначалася характеристика конкретної проточної частини гідромлина. Таким чином було отримано декілька категорій характеристик, що визначалися змінами конструктивних параметрів проточної частини машини. У свою чергу, кожна з визначених категорій складається з ряду кривих, що виражають залежність потужності та напору від величини подачі.

Після детального аналізу описаних вище категорій характеристик стає можливим робити висновки про залежність потужності та напору від геометричних параметрів проточної частини гідромлина та від режиму його роботи за умови сталості величини подачі. Виходячи з таких передумов, можемо зробити висновки щодо впливу на потужність та напір кількості зубців робочих дисків ( $N = f(z)$  та  $H = f(z)$ ), різної величини зазору між робочими дисками ( $N = f(h)$  та  $H = f(h)$ ), різних величин зовнішнього діаметра робочих дисків ( $N = f(D)$  та  $H = f(D)$ ) та різних значень частоти обертання ротора гідромлина ( $N = f(n)$  та  $H = f(n)$ ).

### **2.2.1 Вплив конструктивних параметрів, частоти обертання та подачі БАГМ на його енергетичну характеристику при однофакторному варіюванні**

Розглянемо першу категорію характеристик, що побудовані, виходячи з експериментальних даних при різних значеннях частоти обертання ротора гідромлина. Експерименти проводилися на базовій конфігурації проточної частини БАГМ.

Подамо в табличній формі конструктивні та режимні параметри, при яких

проходила перша категорія експериментів, та відмітимо значення перемінного фактора – частоти обертання ротора гідромлина (табл. 3.6).

Таблиця 3.6 – Значення параметрів БАГМ при варіюванні частоти обертання  $n$

К-ть дослідів	Кількість зубців ротора та статора $z_p$ та $z_{cm}$ , шт.	Зовнішній діаметр робочих дисків $D$ , мм	Висота зубців робочих дисків $b$ , мм	Зазор між робочими дисками $h$ , мм	Частота обертання ротора $n$ , об/хв	Величина подачі, $Q$ , м <sup>3</sup> /год
5	16	190	45	1	var: 2000, 2500, 3000, 3500, 3900	var

На підставі п'яти протоколів проведених дослідів було отримано п'ять характеристик, що описують характер зміни потужності як функцію від подачі при різних значеннях числа обертів ротора гідромлина. Залежності наведені на рис. 3.3.

Показане сімейство характеристик (рис. 3.3) чітко свідчить про зростання потужності при підвищенні величини подачі. До того ж така тенденція простежується при всіх наведених комбінаціях частоти обертання ротора. Це пояснюється тим, що при зростанні подачі зростає витрата енергії на насосний ефект, крім того, підсилюється взаємодія робочих дисків із робочим середовищем. Потужність БАГМ має мінімальне значення при нульовій витраті. Після апроксимації отриманих експериментальним шляхом точок функція  $N = f(Q)$  з високим значенням величини достовірності апроксимації ( $R^2 = 0,98$ ) визначається як лінійна функція. Більше того, з рис. 3.3 бачимо, що характеристики майже паралельні одна одній. Це свідчить про те, що в рівняннях залежностей коефіцієнт при змінній величині для всіх характеристик майже однаковий. Після проведення комплексної аналітичної обробки функціональних рівнянь, можемо записати залежність потужності від подачі в загальному вигляді:

$$N = 35,5 \cdot Q + C, \quad (3.14)$$

де  $C$  – деяка стала величина, що визначається значенням потужності при певному числі обертів ротора та при нульовій подачі гідромлина, Вт.

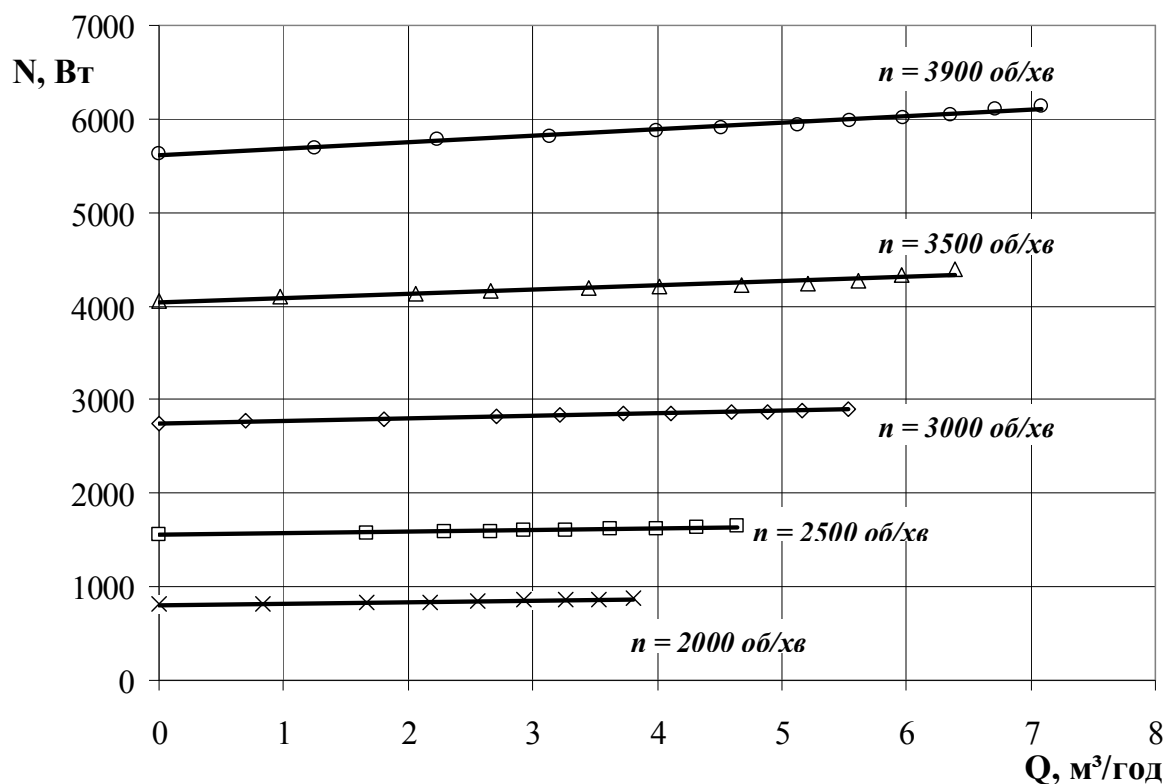


Рисунок 3.3 – Залежність  $N_{експ} = f(Q)$  при різних значеннях  $n$

Виконаємо перерахунок характеристик згідно з формулою (3.14) для кожного значення частоти обертання та порівняємо їх із експериментальними залежностями.

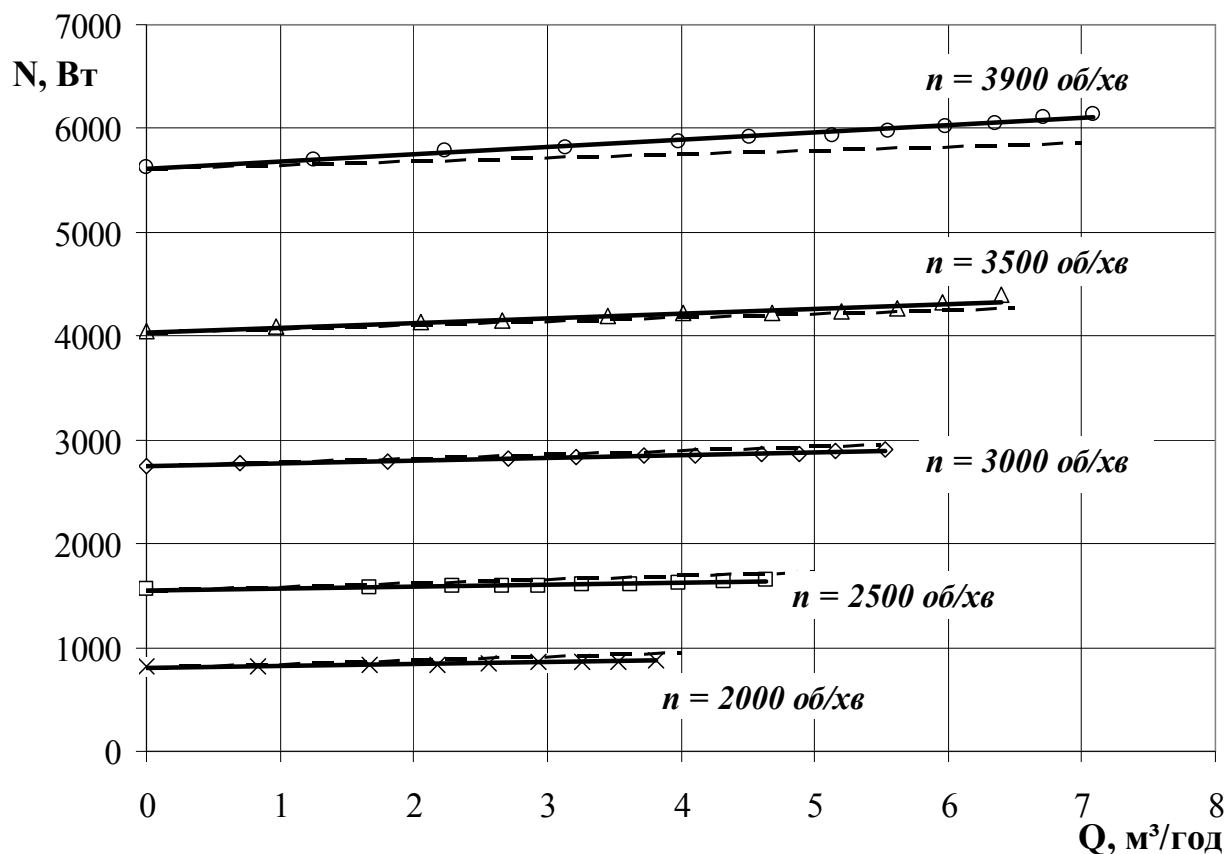


Рисунок 3.4 – Порівняння залежності  $N_{експ} = f(Q)$  та  $N = f(Q)$  при різних значеннях  $n$

З рис. 3.4 бачимо, що розбіжність між значеннями експериментальних характеристик та значеннями, що отримані шляхом перерахунку, незначна. Бачимо, що при середньому в діапазоні варіюванні значенні частоти обертання ( $n = 3000$  об/хв) відповідні характеристики майже збігаються. І, відповідно, найбільша розбіжність спостерігається при крайніх в інтервалі варіювання значеннях частоти обертання ( $n = 2000$  об/хв та  $n = 3900$  об/хв). Використовуючи формулу (3.14) за закон залежності потужності від витрати БАГМ, матимемо справу з відносною похибкою, що в загальному випадку не перевищує 5,1 % в зазначеному діапазоні подач.

З наведеної діаграми (рис. 3.3) очевидним є те, що потужність гідромлина збільшується при підвищенні значення частоти обертання ротора. Цікавим буде отримати залежність потужності від частоти обертання, тобто  $N = f(n)$ . Для цього скористаємося підходом, що описаний на початку підрозділу 3.2 цієї роботи. Таким чином, при фіксованій подачі  $Q = 0$  м<sup>3</sup>/год отримаємо залежність (рис. 3.5).

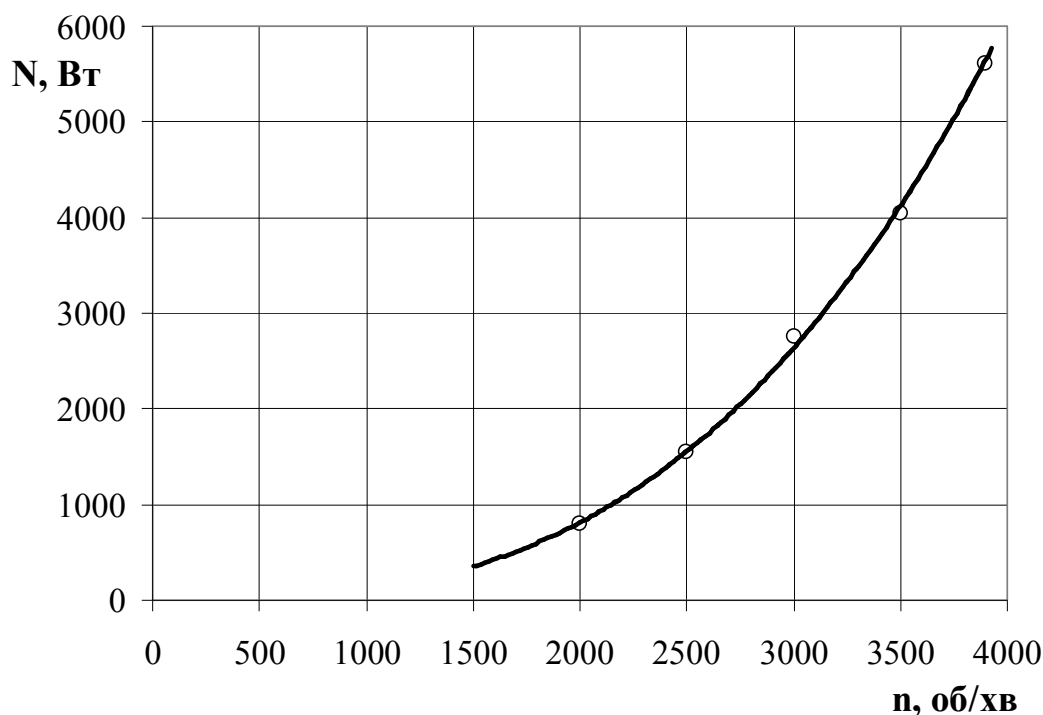


Рисунок 3.5 – Залежність  $N = f(n)$

Побудована на рис. 3.5 крива має ступеневу залежність, яку з високим значенням величини достовірності апроксимації ( $R^2 = 0,99$ ) ідентифіковано такою закономірністю:

$$N = 2 \cdot 10^{-7} \cdot n^{2,89} \quad (3.15)$$

Розглянемо наступне сімейство характеристик, що відображає залежність потужності гідромлина від його подачі при різних значеннях величини зовнішнього діаметра робочих дисків. Для виявлення цих залежностей було виготовлено шість пар робочих дисків таким чином, що при сталому значенні відносної висоти зубців робочих дисків усіх пар їх зовнішній діаметр був різним.

Запишемо в табличній формі параметри, при яких проводилися зазначені експерименти (табл. 3.7).

Таблиця 3.7 – Значення параметрів БАГМ при варіюванні зовнішнього діаметра дисків  $D$

К-ть дослідів	Кількість зубців ротора та статора $z_p$ та $z_{cm}$ , шт.	Зовнішній діаметр робочих дисків $D$ , мм	Висота зубців робочих дисків $b$ , мм	Зазор між робочими дисками $h$ , мм	Частота обертання ротора $n$ , об/хв	Величина подачі, $Q$ , м <sup>3</sup> /год
6	16	130, 150, 160, 170, 180, 190	35	1	3000	var

На підставі шести протоколів проведених дослідів було отримано шість характеристик (рис. 3.6), що описують характер зміни потужності як функцію від подачі при різних значеннях зовнішнього діаметра робочих дисків гідромлина.

Показані характеристики (рис. 3.6) отримані шляхом апроксимації експериментальних даних. Характер залежностей, що показані на діаграмі, був описаний вище. Шляхом аналітичного аналізу, користуючись даними, що зображені на рис. 3.6, можемо виразити залежність потужності від величини зовнішнього діаметра робочих дисків гідромлина. Так, при  $Q = 0$  м<sup>3</sup>/год отримаємо залежність, що зображена на рис. 3.7

Побудована на рис. 3.7 залежність має ступеневий характер, отже, при збільшенні величини зовнішнього діаметра робочих дисків потужність БАГМ збільшується. Рівняння кривої має такий вигляд:

$$N = 6 \cdot 10^{-5} \cdot D^{3,32}. \quad (3.16)$$

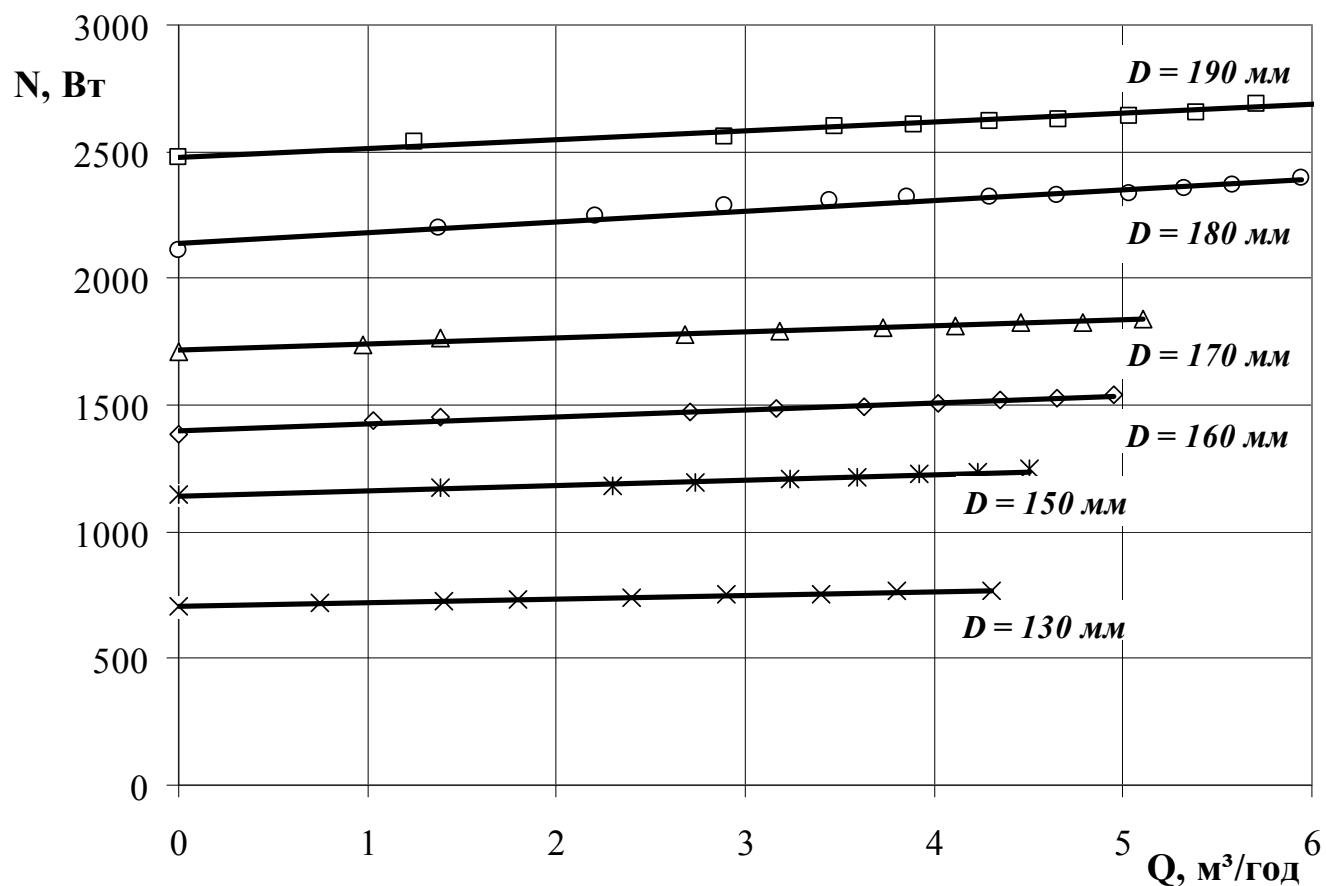


Рисунок 3.6 – Залежність  $N_{ексн} = f(Q)$  при різних значеннях  $D$

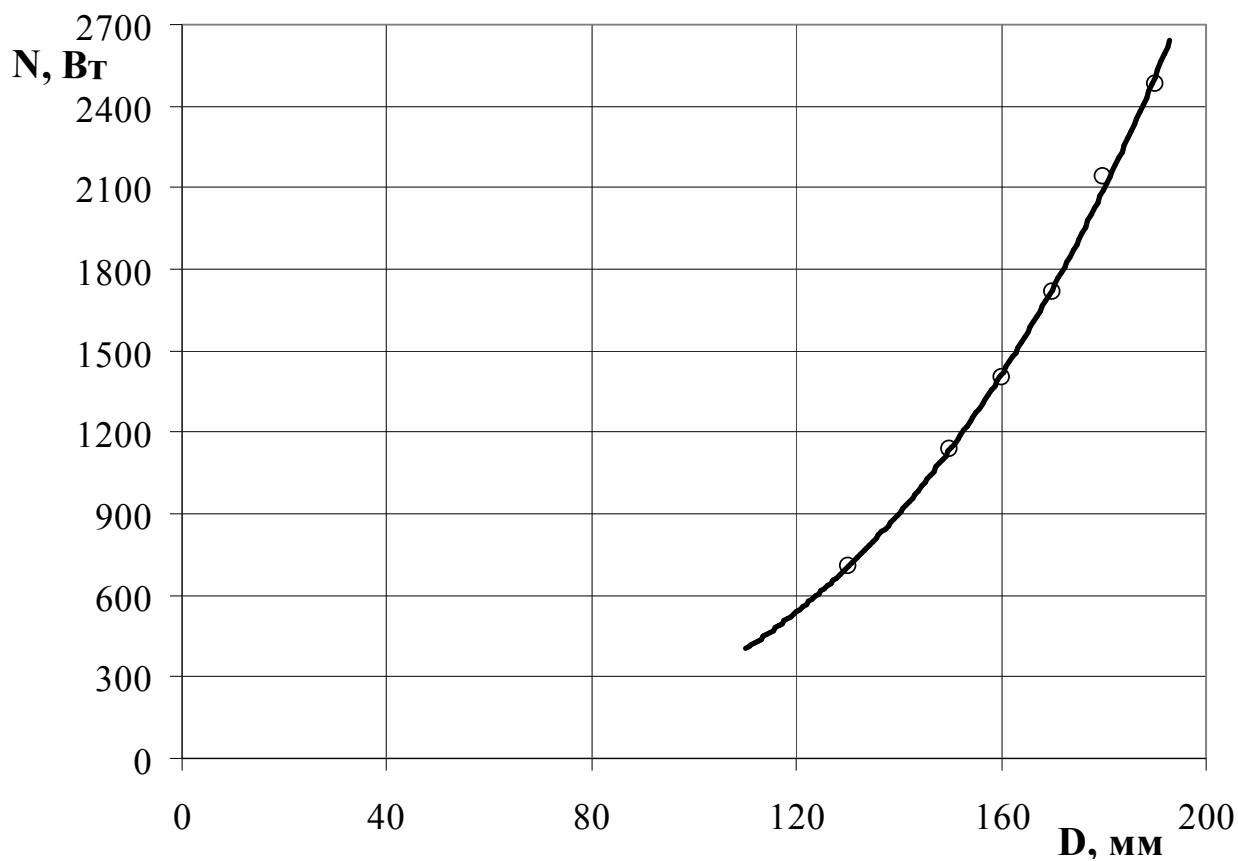


Рисунок 3.7 – Залежність  $N = f(D)$



Розглянемо ще одну комбіновану діаграму, що складається із залежностей потужності гідромлина від його подачі, при варіюванні кількості зубців на робочих дисках. Необхідно відмітити, що кількість зубців роторного та статорного робочих дисків у межах однієї пари однакова.

Зобразимо в табличній формі параметри, при яких проходив зазначений комплекс експериментів, та відмітимо значення змінного фактора – кількість зубців роторного та статорного робочих дисків гідромлина (табл. 3.8).

Таблиця 3.8 – Значення параметрів БАГМ при варіюванні кількості зубців робочих дисків  $z$

К-ть дослідів	Кількість зубців ротора та статора $z_p$ та $z_{cm}$ , шт.	Зовнішній діаметр робочих дисків $D$ , мм	Висота зубців робочих дисків $b$ , мм	Зазор між робочими дисками $h$ , мм	Частота обертання ротора $n$ , об/хв	Величина подачі, $Q$ , м <sup>3</sup> /год
5	2, 4, 8, 16, 20	190	35	1	3000	var

На підставі п'яти протоколів проведених експериментів було отримано п'ять характеристик (рис. 3.8), що описують залежність потужності від подачі при різних значеннях кількості зубців роторного та статорного робочих дисків гідромлина.

З наведеної діаграми очевидним є те, що потужність гідромлина збільшується при зростанні кількості зубців на його робочих дисках, причому чітко простежується стрімке зростання потужності при  $z = 16$  – на 44% по відношенню до попереднього значення зубців. У той час як приріст потужності при  $z = 4$  та 8 зубців становить від 10 до 23 %, хоча в обох випадках кількість зубців зростала вдвічі. Базуючись на характеристиках, що розглядаються, виділимо залежність величини потужності від кількості зубців роторного та статорного дисків. Так, при  $Q = 0$  м<sup>3</sup>/год отримаємо залежність, що зображена на рис. 3.9.

Характер залежності  $N = f(z)$ , що зображена на рис. 3.9, лінійний зростаючий. Тобто при збільшенні кількості зубців роторного та статорного робочих дисків потужність гідромлина збільшується пропорційно.

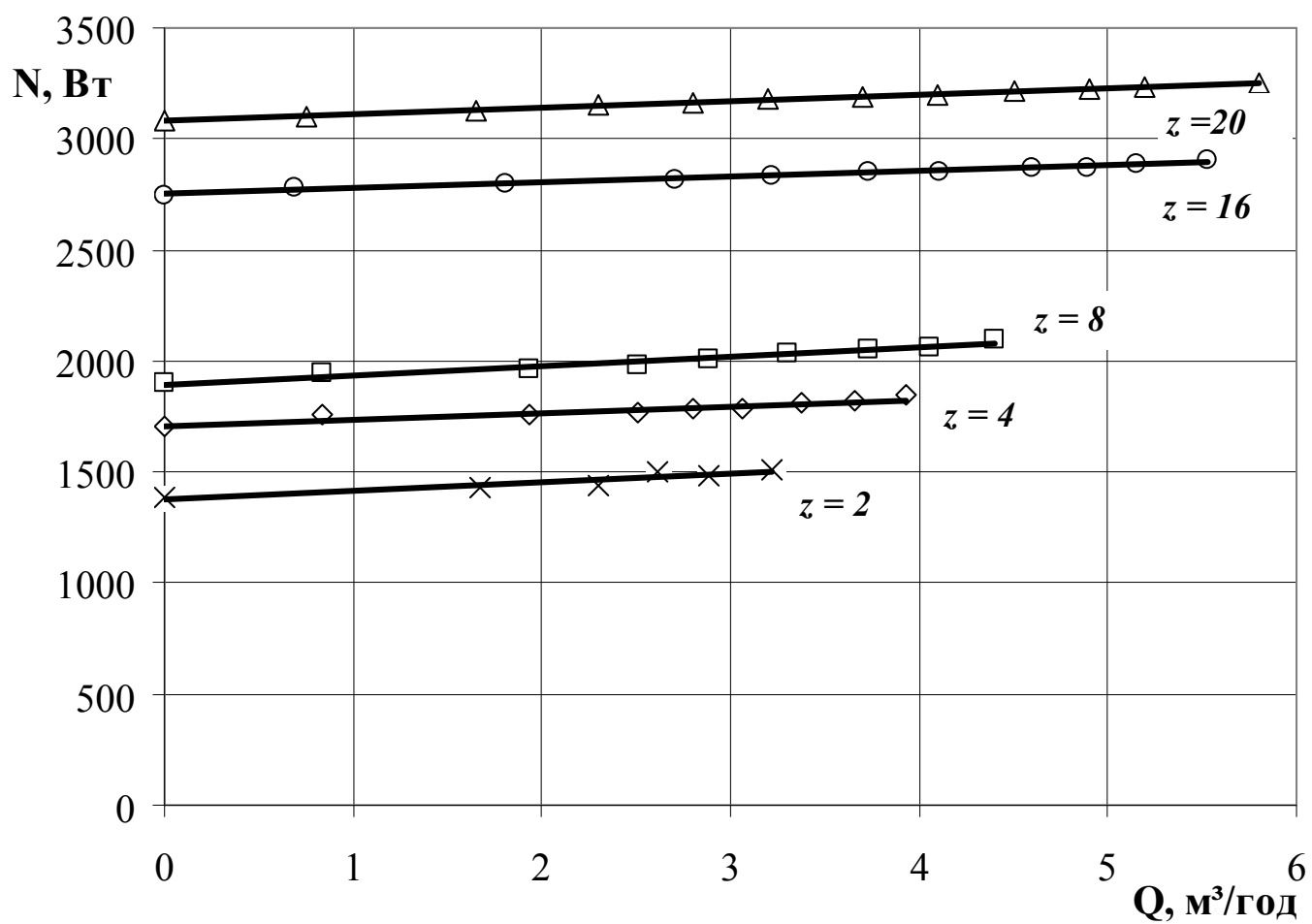


Рисунок 3.8 – Залежність  $N_{експ} = f(Q)$  при різних значеннях  $z$

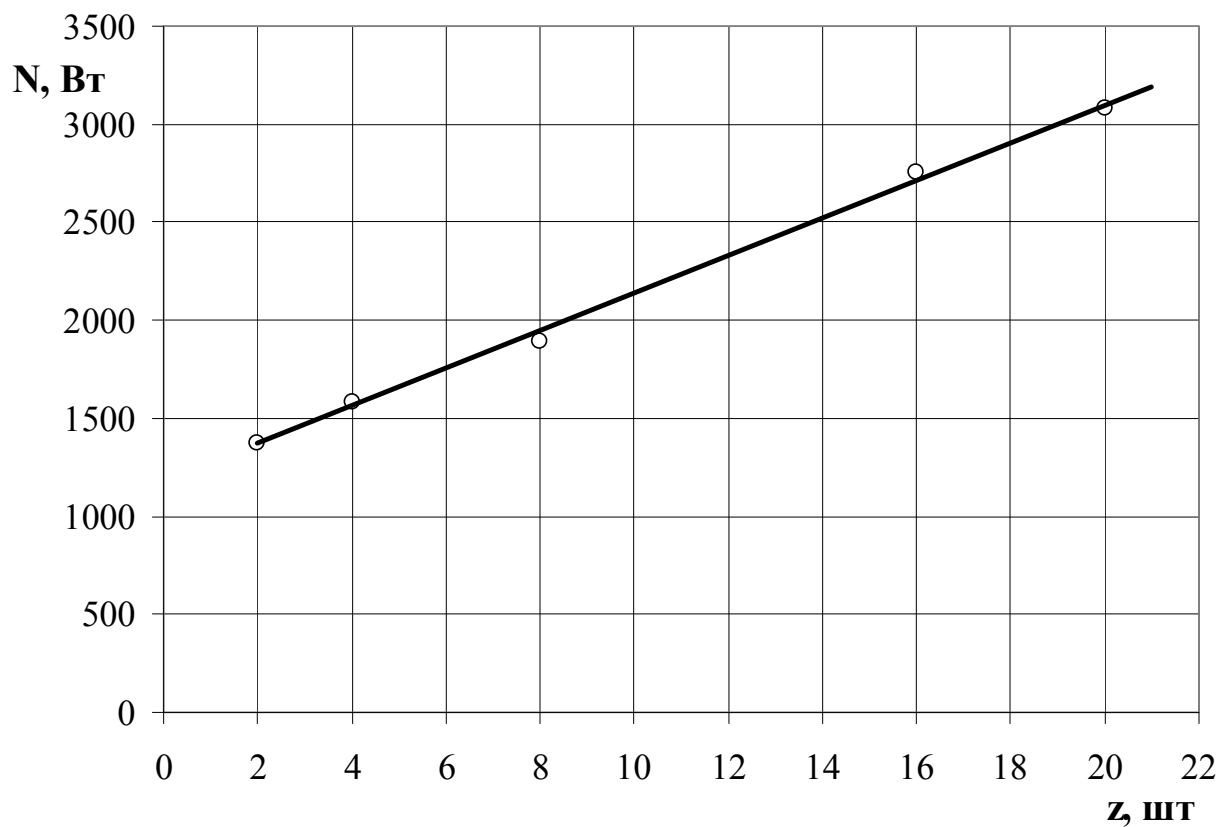


Рисунок 3.9 – Залежність  $N = f(z)$

При обертанні робочого диска в робочому середовищі на зуб диска діє силоне навантаження з боку цього середовища. Аналізуючи залежність (рис. 3.9), маємо можливість визначити, яким чином питоме силоне навантаження на один зуб змінюється при збільшенні загальної кількості числа зубців робочих дисків. Для визначення питомого навантаження на один зуб диска знаходимо відношення потужності до числа зубців диска (рис. 3.10).

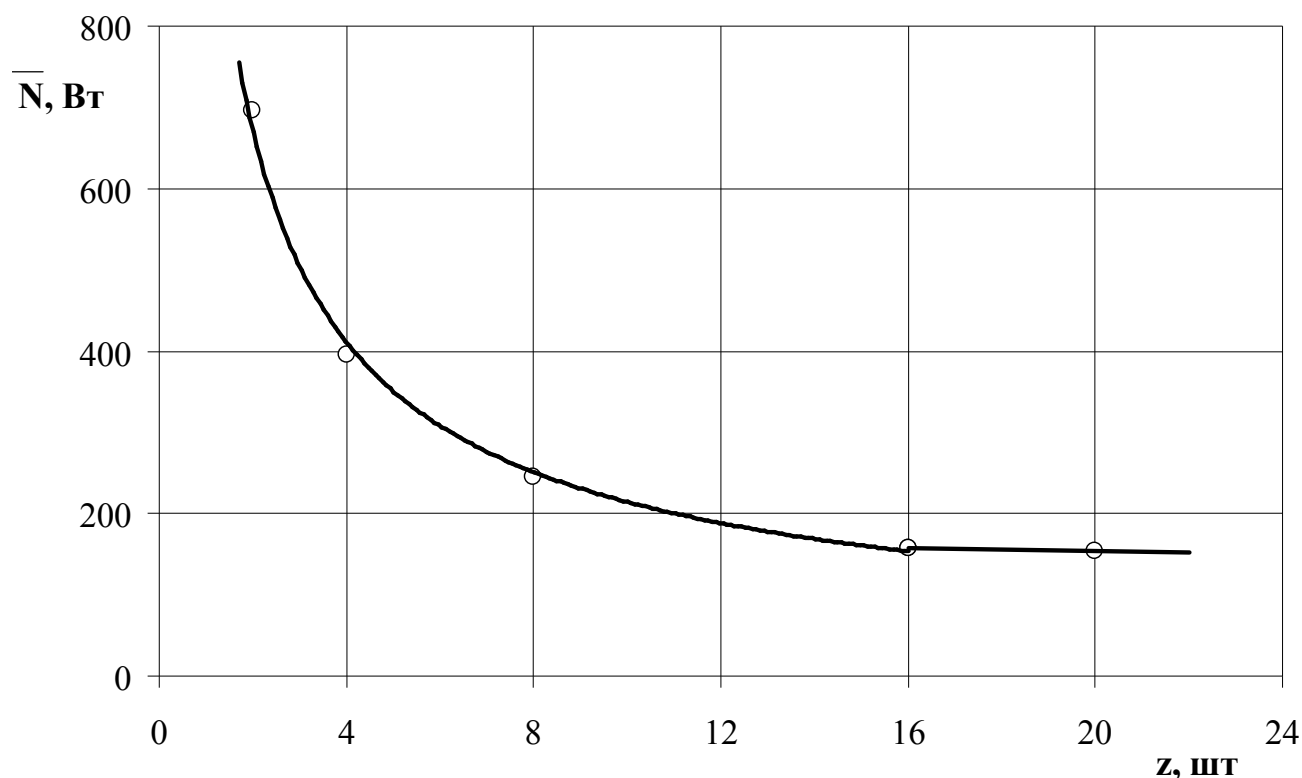


Рисунок 3.10 – Залежність  $\bar{N} = f(z)$

З рис. 3.10 бачимо, що характер залежності ступеневий спадний. Так, при зростанні загальної кількості зубців на робочих дисках гідромлина питоме навантаження на один зуб зменшується. Так, при конструкції диска із двома зубцями навантаження на зуб максимальне. Відмітимо, що після досягнення кількості зубців 16 шт. навантаження на один зуб майже не змінюється з подальшим зростанням кількості зубців. З попередньої обставини випливає, що, виходячи з умови силового навантаження контактного елемента (зуба) робочого диска, мінімальна кількість зубців при мінімальному на них питомому навантаженні становить 16 штук.

Розглянемо результати експериментів, в яких фактором варіювання був обраний такий конструктивний параметр проточної частини гідромлина, як

величина зазору між робочими дисками. Величина зазору в БАГМ є важливим параметром, оскільки його значення визначає ступінь дрібнодисперсності готового продукту. Параметри БАГМ, при яких проводився комплекс експериментів, подані в табличній формі (табл. 3.9).

Таблиця 3.9 – Значення параметрів БАГМ при варіюванні величини зазору  $h$  між дисками

К-ть дослідів	Кількість зубців ротора та статора $z_p$ та $z_{cm}$ , шт	Зовнішній діаметр робочих дисків $D$ , мм	Висота зубців робочих дисків $b$ , мм	Зазор між робочими дисками $h$ , мм	Частота обертання ротора $n$ , об/хв	Величина подачі, $Q$ , м <sup>3</sup> /год
6	16	190	45	0,5; 0,75; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0	3000	var

Після обробки даних шести протоколів експериментів отримано шість характеристик, що відображають залежність потужності гідромлина від величини зазору між робочими дисками. Ці характеристики зображені на рис. 3.11. Цікавим є розміщення характеристик, що відповідають зазору 0,5 та 0,75 мм. З діаграми бачимо, що їх залежності знаходяться нижче, ніж характеристика при зазорі 1 мм. У той час попередня тенденція спостерігалася така, що при зменшенні зазору потужність збільшувалася. Після проведеного аналізу отриманих залежностей, можемо визначити залежність величини потужності БАГМ від значення зазору між робочими дисками в проточній частині машини. Так, при  $Q = 0$  м<sup>3</sup>/год отримаємо залежність, що зображена на рис. 3.12.

Характер отриманої залежності  $N = f(h)$ , що показана на рис. 3.12, лінійний спадний. Бачимо, що при збільшенні величини зазору між дисками величина потужності гідромлина зменшується, хоча динаміка цього зменшення не значна. Так, у межах досліджуваного діапазону значення величини потужності зменшилося всього на 18 %. Тенденцію до зниження потужності при зростанні величини зазору можна частково пояснити тим, що при збільшенні зазору взаємодія між роторним та

статорним дисками проточної частини слабшає.

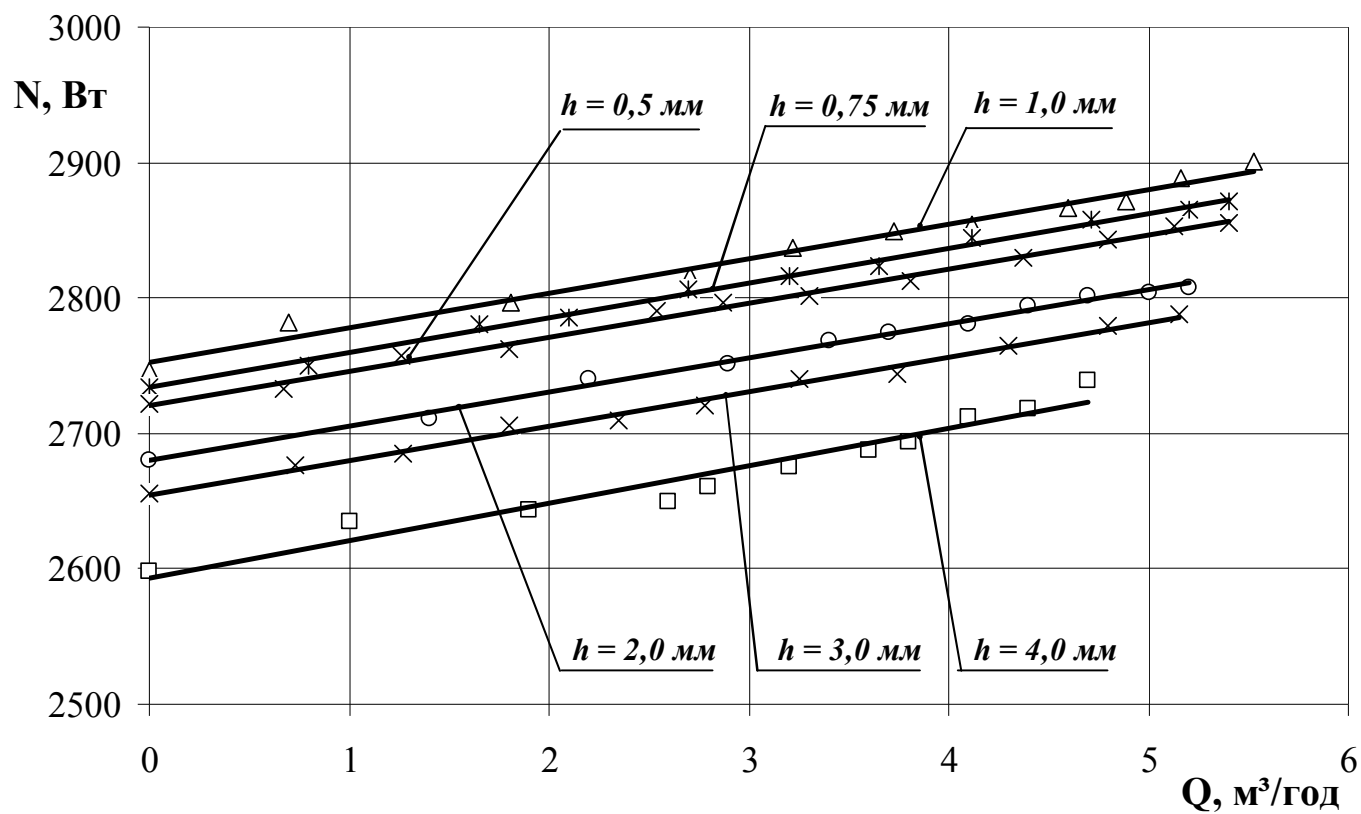


Рисунок 3.11 – Залежність  $N_{експ} = f(Q)$  при різних значеннях  $h$

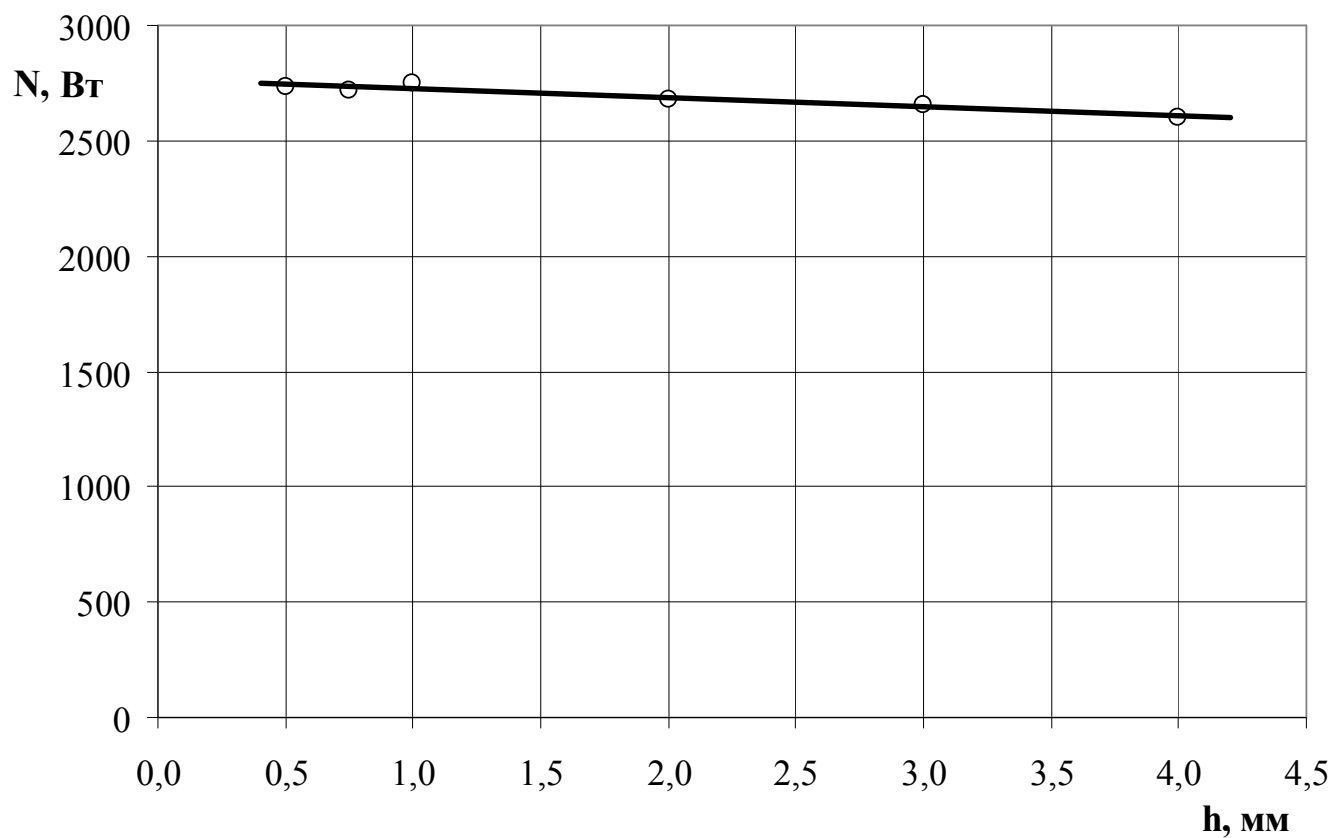


Рисунок 3.12 – Залежність  $N = f(h)$

### 2.2.2 Визначення впливу конструктивних та режимних параметрів на напірну характеристику БАГМ при однофакторному варіюванні

Використовуючи БАГМ у технологічних лініях, доволі важливим питанням є прокачування робочого середовища. Тому під час проектування технологічної лінії необхідно мати чітке уявлення щодо напірності агрегату.

Розглянемо комбіновану діаграму (рис. 3.13), що відображає результати фізичних експериментів при варіюванні частоти обертання ротора гідромлина. Відмітимо, що експериментальне дослідження проводилося на базовій конструкції проточної частини БАГМ. Конструктивні та режимні параметри подані в табл. 3.6.

Після обробки п'яти протоколів випробувань було отримано п'ять напірних характеристик (рис. 3.13), що відповідають п'яти режимам проведених експериментів. Характеристики утворені шляхом апроксимації експериментальних даних, при цьому величина достовірності апроксимації у випадку лінійної залежності становить  $R^2 = 0,99$ . На діаграмі показані залежності напору гідромлина від його подачі, характер яких лінійний спадний, що є характерним для класу вихрових машин. Кут нахилу побудованих характеристик майже однаковий, що робить лінії відповідних залежностей майже паралельними. Останнє формує передумову для визначення загального коефіцієнта при змінній у рівнянні залежності напору від подачі. Таким чином, шляхом аналізу характеристик визначене загальне рівняння, що характеризує увесь ряд характеристик, що розглядаються:

$$H = -2,4 \cdot Q + C_1, \quad (3.17)$$

де  $C_1$  – деяка стала величина, що визначається значенням напору при певному числі обертів ротора та при нульовій подачі гідромлина, м.

Виконаємо перерахунок характеристик згідно з формулою (3.17) для кожного значення частоти обертання та порівняємо їх із експериментальними залежностями, наведеними на рис. 3.13. Результат порівняння відповідних характеристик наведено на рис. 3.14. З рисунка бачимо, що розбіжність значень відповідних залежностей незначна, а характеристики при  $n = 3000$  об/хв навіть збігаються. Відносна похибка при порівнянні експериментальної характеристики з перерахованою за формулою

(3.17) в загальному випадку не перевищує 5,8 %. Останнє є достатньою умовою для того, щоб закон залежності напору гідромлина від його подачі (3.17) вважати адекватним.

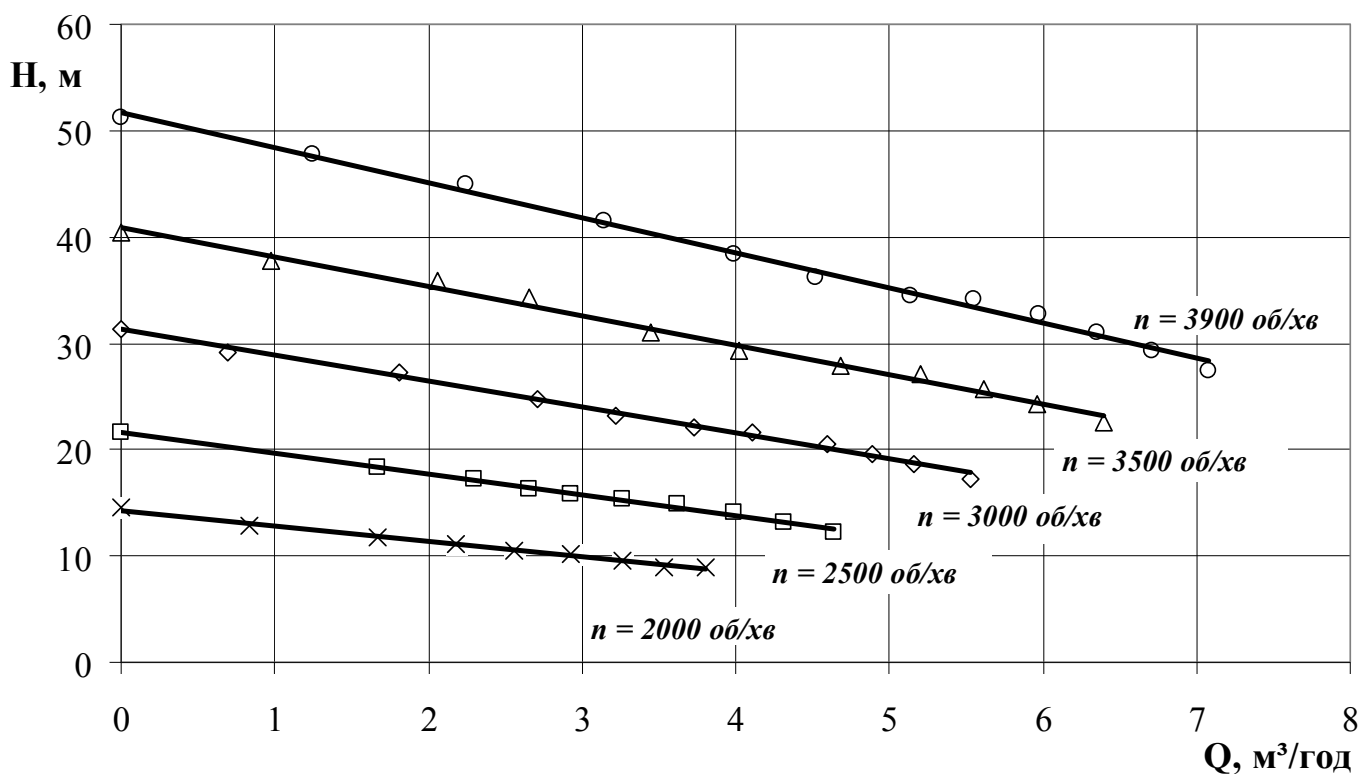


Рисунок 3.13 – Залежність  $H = f(Q)$  при різних значеннях  $n$

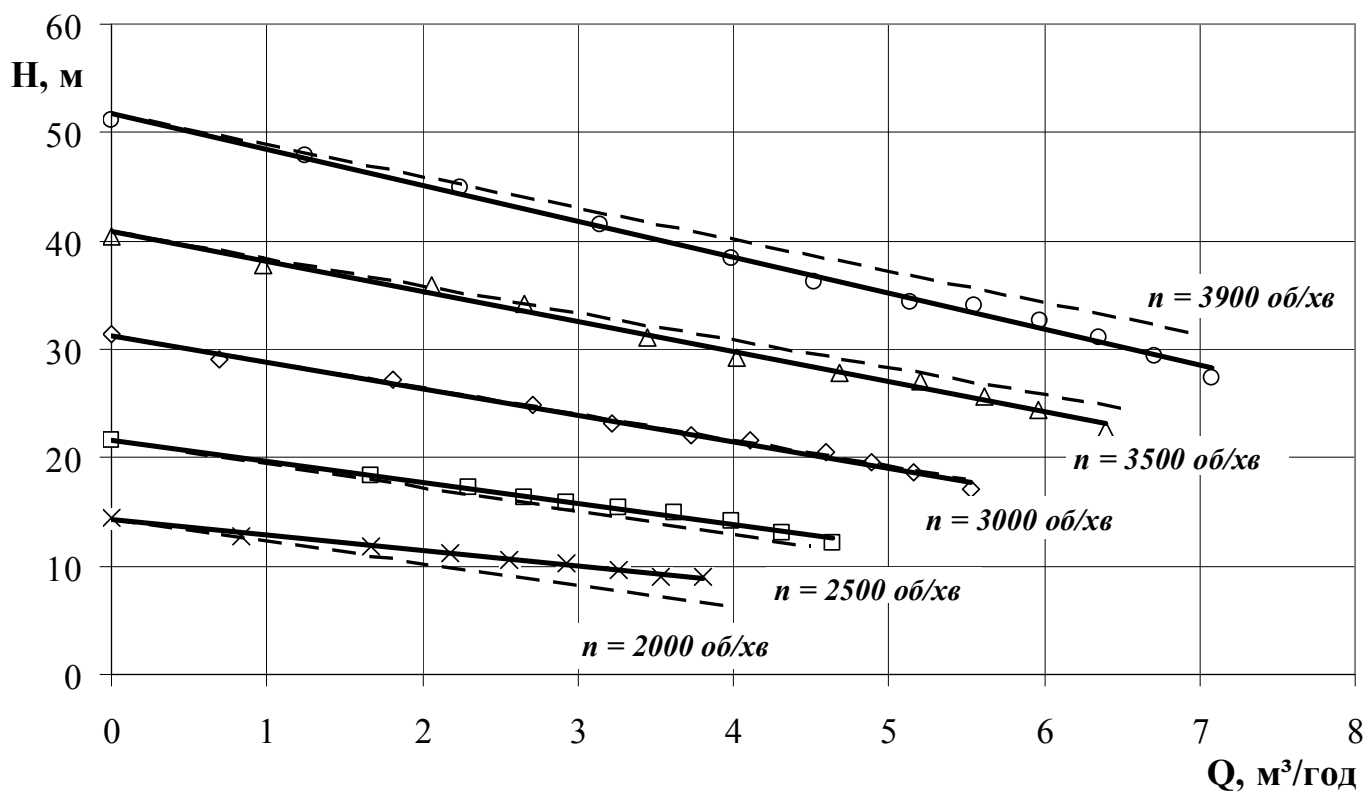
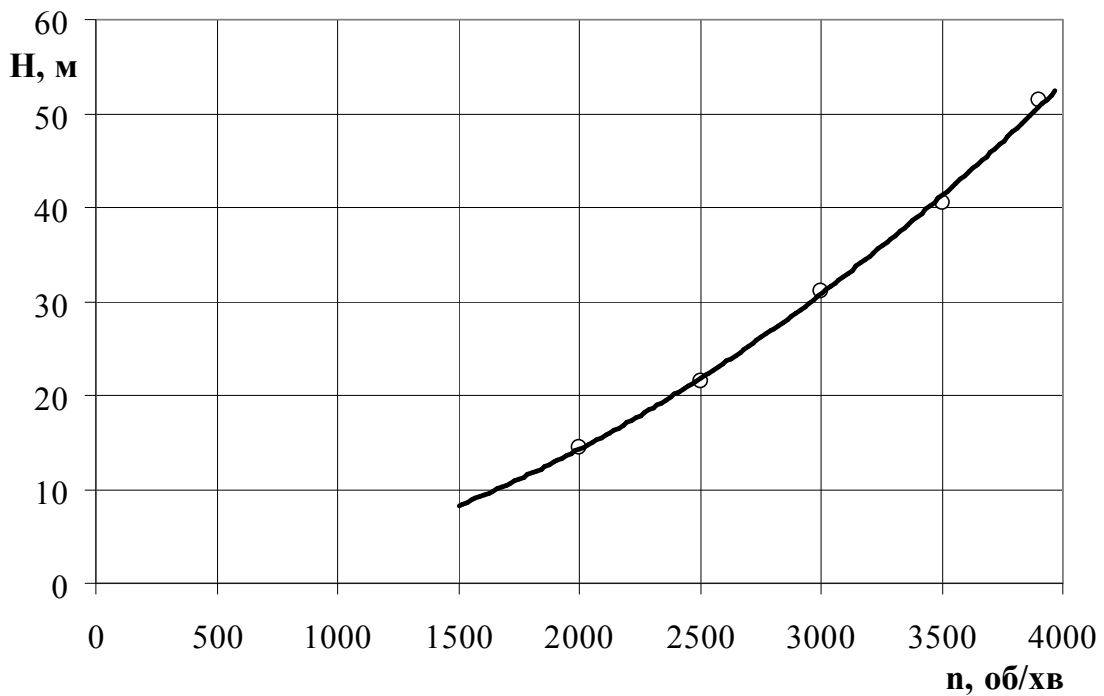


Рисунок 3.14 – Порівняння залежності  $H_{експ} = f(Q)$  та  $H = f(Q)$  при різних значеннях  $n$

Проаналізуємо залежності напору гідромлина від його подачі, що зображені на рис. 3.13, для виявлення залежності напору від частоти обертання ротора. З розміщення характеристик очевидним є те, що при збільшенні частоти обертання ротора значення напору також збільшується. Визначимо залежність величини напору БАГМ від частоти обертання його ротора. Таким чином, при фіксованій подачі  $Q = 0 \text{ м}^3/\text{год}$ , отримаємо залежність, що зображена на рис. 3.15.



Рисунку 3.15 – Залежність  $H = f(n)$

На рис. 3.15 зображена залежність напору гідромлина від частоти обертання ротора. Визначено, що характер залежності степеневий, про що свідчить значення величини достовірності апроксимації, що дорівнює  $R^2 = 0,99$ . Встановлено також математичну форму закономірності

$$H = 8 \cdot 10^{-6} \cdot n^{1,88}. \quad (3.18)$$

Розглянемо подальші характеристики, що відображають залежність напору гідромлина від його подачі за умови варіювання розміром зовнішнього діаметру робочих дисків. Проведення експерименту виконувалося при комбінації конструктивних та режимних параметрів, які записані в табл. 3.7. Отримані експериментальним шляхом дані, що відповідають шістьом дослідом, оброблені та оформлені у вигляді комплексної діаграми, що зображена на рис. 3.16. З отриманих характеристик можна скласти чітке уявлення про залежність величини напору від



значення зовнішнього діаметра робочих дисків гідромлина. Так, при  $Q = 0 \text{ м}^3/\text{год}$ , отримаємо залежність, що зображена на рис. 3.17.

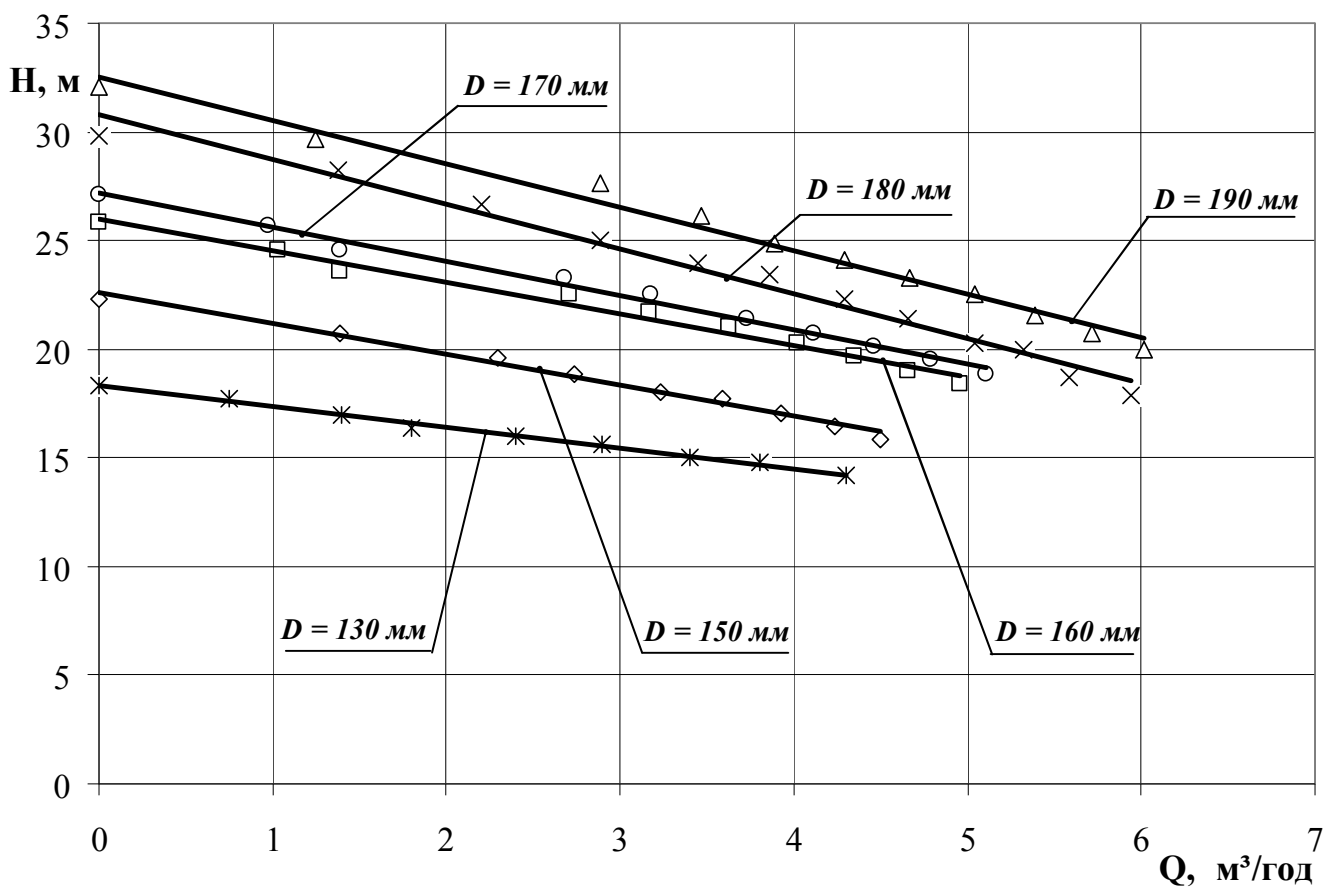


Рисунок 3.16 – Залежність  $N_{експ} = f(Q)$  при різних значеннях  $D$

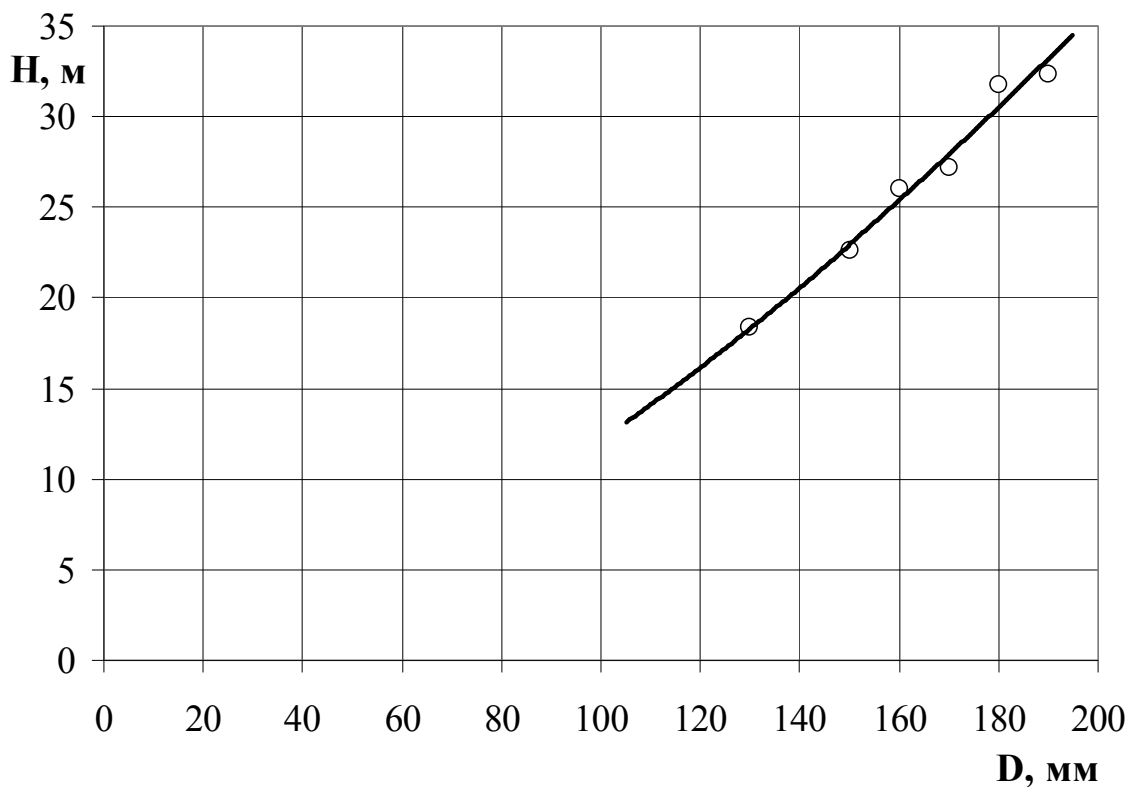


Рисунок 3.17 – Залежність  $H = f(D)$

Побудована на рис. 3.17 залежність із високим значенням величини достовірності апроксимації ( $R^2 = 0,98$ ) визначена як така, що характеризується степеневим законом розподілу. Також, визначено математичний вигляд функції, що описує цю залежність:

$$H = 9,2 \cdot 10^{-3} \cdot D^{1,45}. \quad (3.19)$$

Розглянемо ще одну групу напірних характеристик, що визначені шляхом варіювання кількості зубців на робочих дисках гідромлина. У табл. 3.8 наведені параметри, при яких проводився комплекс фізичних експериментів. Після обробки п'яти протоколів отриманих результатів було побудовано ряд характеристик (рис. 3.18).

Проаналізуємо залежності, що відображені на рис. 3.18. Доречним буде відмітити, що при збільшенні кількості зубців відбувається підвищення напору гідромлина. Цікавим є той факт, що при кількості зубців від 2 до 8 напір при нульовій витраті коливається у межах 26 м, а вже при  $z = 16$  спостерігається стрибкоподібне підвищення величини напору до позначки 31,3 м. Такі нерівномірності призводять до деякої відмінності у куті нахилу характеристик. Аналогічну ситуацію було відмічено при аналізі характеристики потужності. Виходячи з характеристик, що розглядаються, визначимо, яким чином зміна кількості зубців робочих дисків впливає на напір гідромлина. Для цього скористаємося раніше застосованими прийомами і при  $Q = 0$  м<sup>3</sup>/год отримаємо певну закономірність, що показана на рис. 3.19. Із графіка бачимо, що залежність  $H = f(z)$  має лінійний характер, причому збільшення кількості зубців на робочих дисках призводить до підвищення величини напору, що утворюється гідромлином.

Аналізуючи залежність, що наведена на рис. 3.19, маємо можливість визначити питому частку величини напору, що припадає на один зуб робочого диска гідромлина. Отримавши п'ять точок, можемо побудувати певну залежність, що показана на рис. 3.20. З рисунка бачимо, що характер залежності ступеневий, спадний. Бачимо, що при зростанні загальної кількості зубців на робочому диску, напір, що створюється одним зубом, зменшується. Так, при кількості зубців, що перевищує 16 штук, питомий напір майже не змінюється.

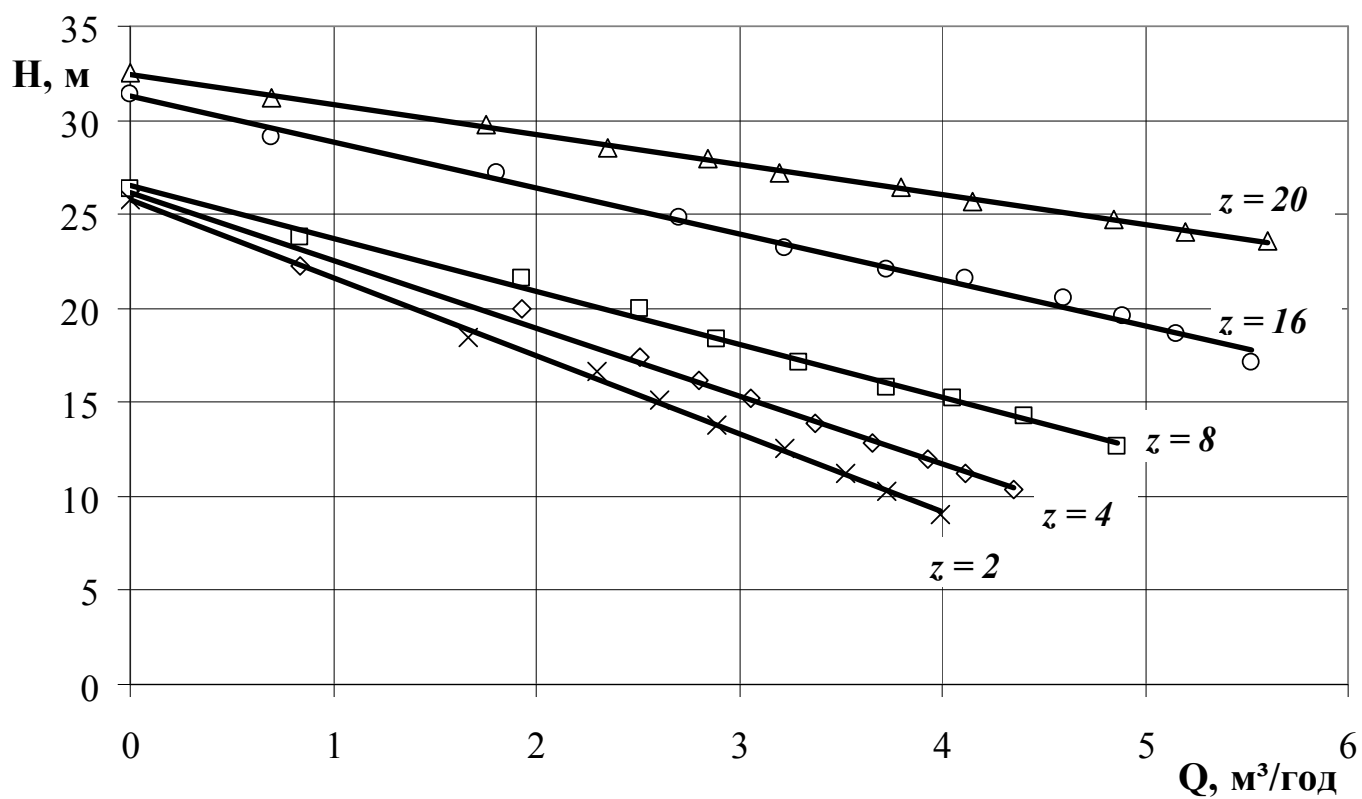


Рисунок 3.18 – Залежність  $H_{експ} = f(Q)$  при різних значеннях  $z$

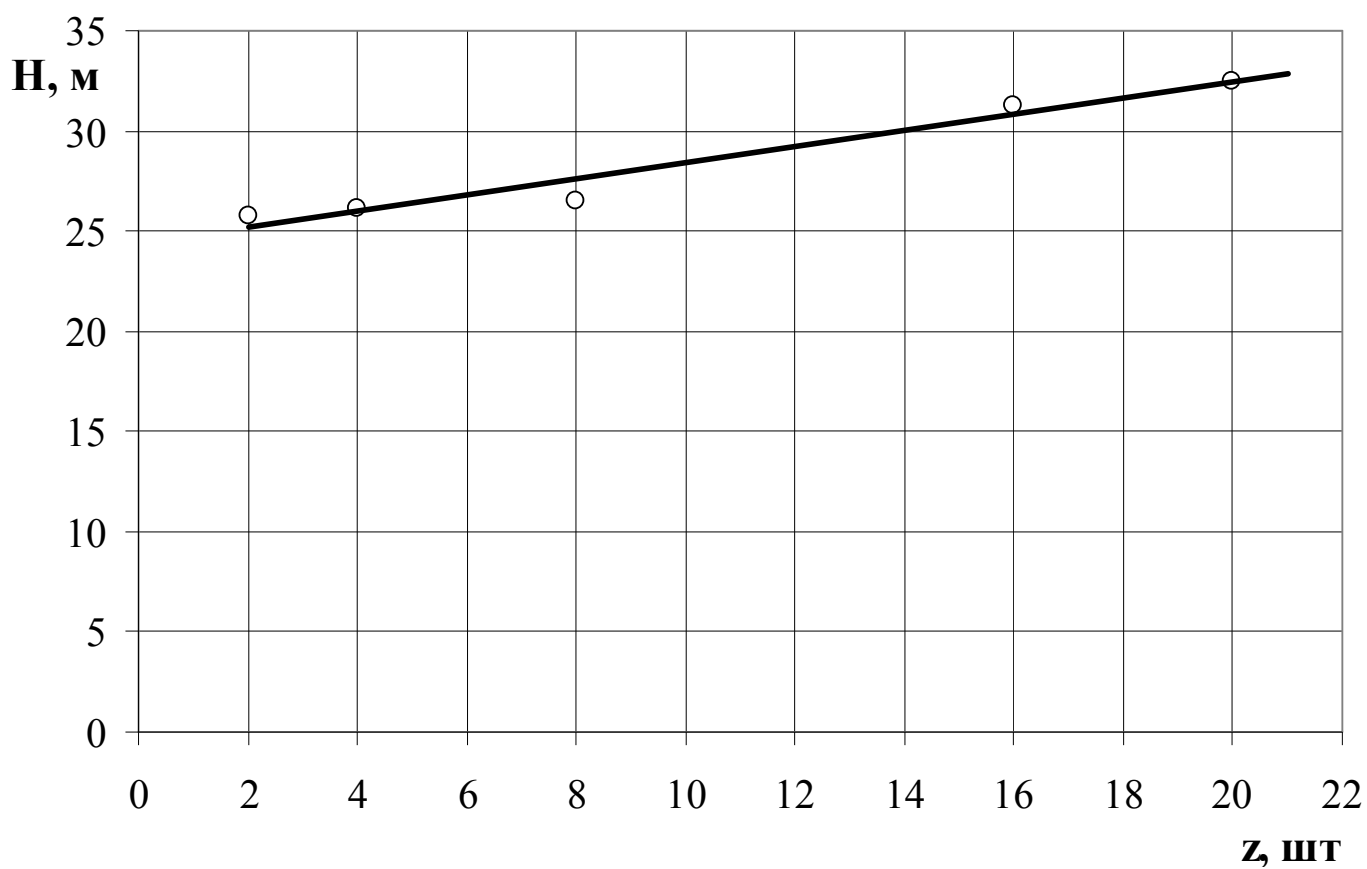


Рисунок 3.19 – Залежність  $H = f(z)$

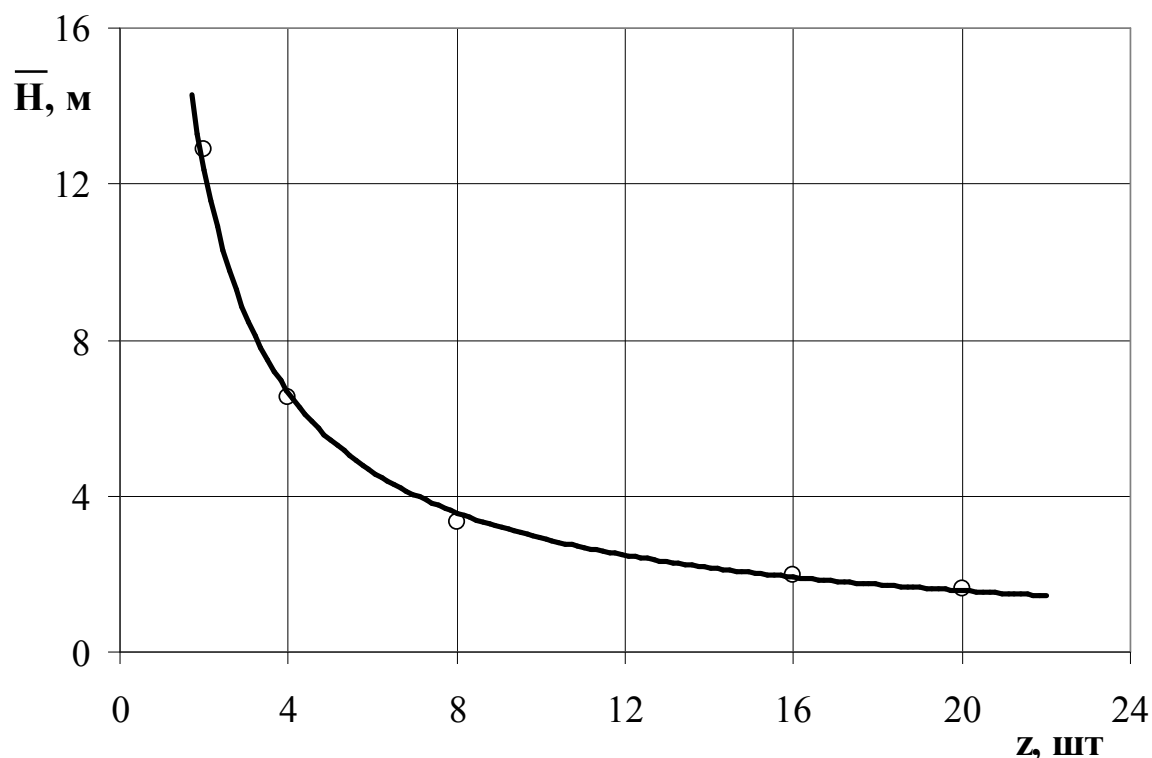


Рисунок 3.20 – Залежність  $\bar{H} = f(z)$

Розглянемо результати експериментів, у яких змінним конструктивним параметром був зазор між робочими дисками гідромлина. Значення параметрів, при яких проведено експерименти, наведені в табл. 3.9. Обробка результатів експериментів дала можливість побудувати напірні характеристики при різних значеннях величини зазору між робочими дисками, що наведені на рис. 3.21. Отримані залежності є підґрунтям для визначення залежності величини напору гідромлина від значення зазору між робочими дисками. Так, при  $Q = 0$  м<sup>3</sup>/год отримаємо залежність, що зображена на рис. 3.22.

Аналізуючи отриману залежність  $H = f(h)$ , що показана на рис. 3.22, можемо зробити висновок, що закон її розподілу має змінний характер. Бачимо, що при значенні зазору 2 мм спостерігається зміна характеру залежності напору. Так, при зростанні величини зазору між дисками до 2 мм напір підвищувався, при подальшому зростанні зазору напір не змінюється. Такий стан речей можна пояснити тим, що в проточній частині гідромлина зазор між робочими дисками частково дроселює тиск на виході. При збільшенні зазору гідравлічні втрати проточної частини зменшуються, що приводить до зростання напору. Така картина спостерігається при зростанні зазору до значення 2 мм. При більшому значенні

зазору він не створює істотного гідравлічного опору в проточній частині гідромлина. Тому значення зазору 2 мм вважаємо межею впливу величини зазору на напір БАГМ.

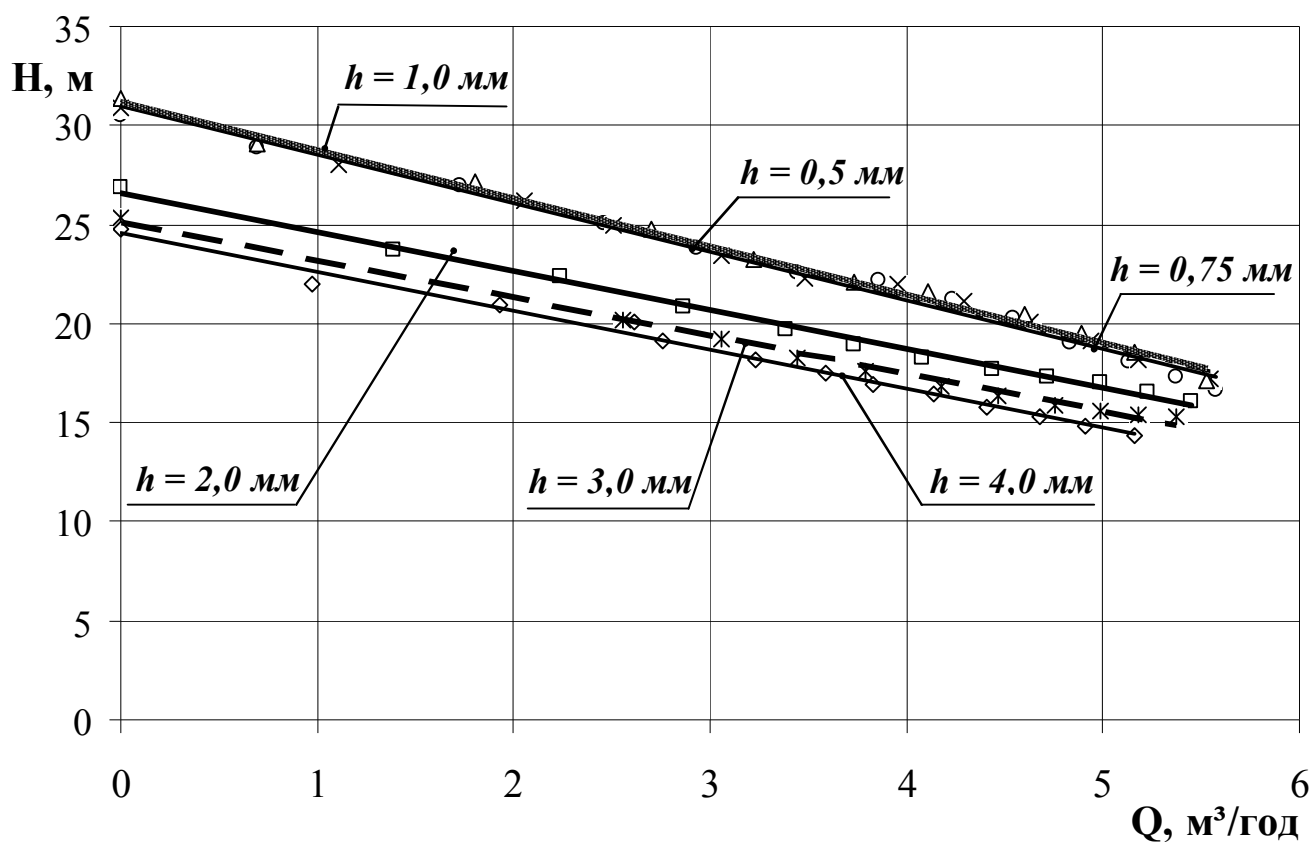


Рисунок 3.21 – Залежність  $H_{\text{експ}} = f(Q)$  при різних значеннях  $h$

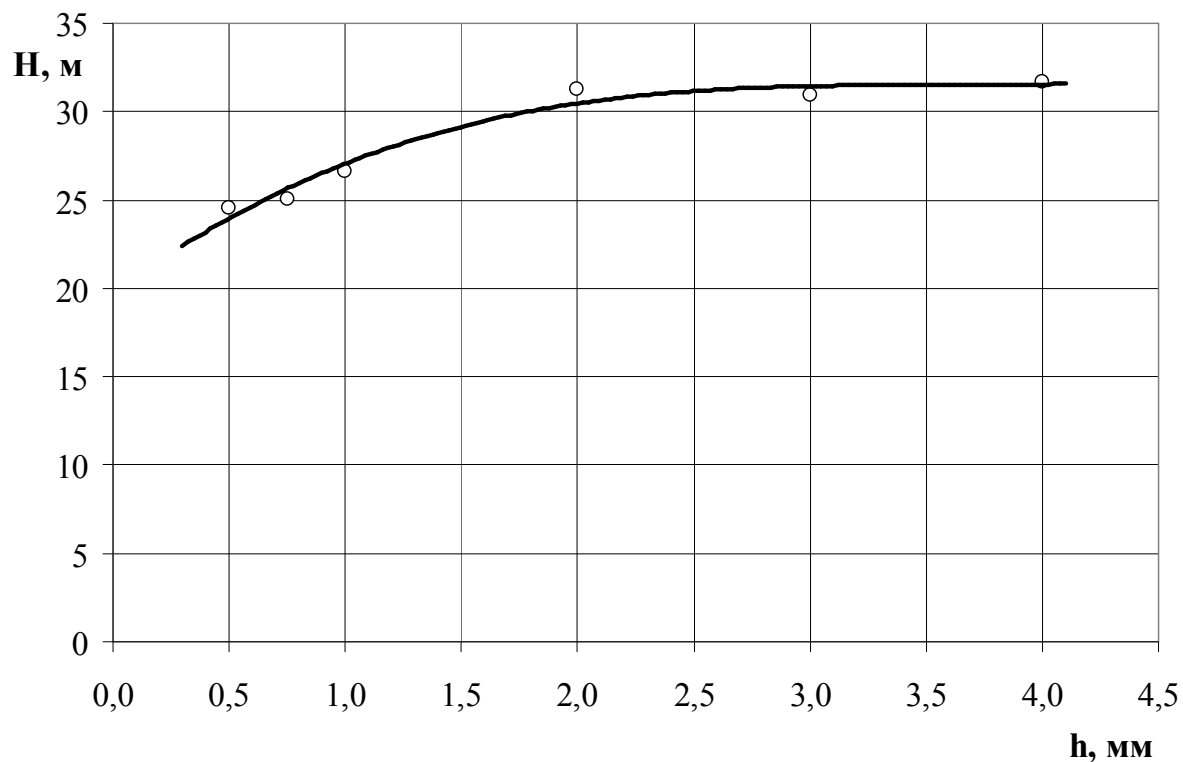


Рисунок 3.22 – Залежність  $H = f(h)$

### 3.6 Уточнення математичної моделі робочого процесу БАГМ шляхом використання емпіричних даних

На підставі проведення однофакторних фізичних експериментів із великою часткою ймовірності можна стверджувати про очевидність впливу на енергетичну характеристику певних параметрів машини. До останніх належать як геометричні, так і режимні параметри. Необхідно відмітити, що параметри впливу, які були виявлені внаслідок аналітичного методу дослідження, підтвердили свою значущість і після проведення фізичного експерименту. Проте характер їх впливу був дещо уточнений.

Таким чином, спираючись на закономірності, що відображені в залежностях (3.14), (3.15) та (3.16), маємо можливість уточнити запис математичної моделі (2.12). Попередньо округливши числове значення в знаменнику виразу (2.12), отримаємо

$$N = (1 + 35,5 \cdot Q) \cdot \frac{\rho \cdot n^{2,89} \cdot D_2^{3,32}}{1,12 \cdot 10^6} \cdot (\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha) \cdot K_N, \quad (3.20)$$

де  $K_N$  – коригувальний коефіцієнт потужності, що визначає одночасний вплив на потужність чотирьох конструктивних параметрів БАГМ, який можна записати в такій формі:

$$K_N = f(z_p, z_c, \bar{h}, \bar{b}). \quad (3.21)$$

Потрібно зауважити, що коефіцієнт потужності доречніше подавати у вигляді безрозмірної величини. Саме тому  $K_N$  містить у собі величини відносного зазору та відносної висоти зубців. Останні величини були трансформовані відповідно з величини зазору між дисками та величини висоти зубців шляхом зведення їх до величини зовнішнього діаметра робочих дисків. Тобто  $\bar{h} = h/D$  та  $\bar{b} = b/D$ .

Результати фізичного експерименту, крім уточнення розрахункової моделі для визначення потужності БАГМ, дають також чітке уявлення про напір машини. В загальному випадку напір гідромлина можна подати як функцію від конструктивних та режимних параметрів:

$$H = f(n, Q, D, b, h, z_p, z_c, \alpha, \beta). \quad (3.22)$$

Бачимо, що загальна кількість параметрів впливу на напір гідромлина досить

велика. Тому для деякого спрощення припустимося певних умовностей. Зокрема, стосовно конструктивних параметрів – візьмемо сталою величину кута конічної частини дисків  $\alpha$  та кута, що визначає глибину зубця  $\beta$ . Крім того, введемо коригувальний коефіцієнт напору  $K_H$ , який за своїм значенням аналогічний коефіцієнту потужності  $K_N$ , тобто

$$K_H = f(z_p, z_c, \bar{h}, \bar{b}). \quad (3.23)$$

З урахуванням цих спрощень вираз (3.22) набере такого вигляду:

$$H = f(Q) \cdot f(n) \cdot f(D) \cdot K_H. \quad (3.24)$$

На підставі результатів дослідів, що відображені в залежностях (3.17), (3.18) та (3.19), вираз (3.24) запишемо в остаточному варіанті:

$$H = (1 - 290 \cdot Q) \cdot n^{1,88} \cdot D^{1,45} \cdot K_H. \quad (3.25)$$

Таким чином, маємо однозначно сформовану математичну модель для визначення як енергетичної (2.13), так і напірної (3.25) характеристики гідромлина під час його роботи на однофазному робочому середовищі.

### **3.7 Визначення емпіричних коефіцієнтів потужності та напору за допомогою методики планування багатofакторного експерименту**

Як інструмент для визначення коригувальних коефіцієнтів потужності та напору було обрано спосіб планування багатofакторних експериментів, що описаний у [95-98]. Стоїть задача побудувати інтерполяційну формулу для прогнозування величин коригувальних коефіцієнтів потужності та напору, які відповідно визначалися з формул (3.20) та (3.25). Потрібно відмітити, що експериментальні значення потужності та напору отримані при нульовій подачі. Таким чином, маємо

$$K_N = \frac{1,12 \cdot 10^6 \cdot N_{експ}}{\rho \cdot n^{2,89} \cdot D^{3,32} \cdot (tg\beta - tg\alpha)}, \quad (3.26)$$

де  $N_{експ}$  – величина потужності, значення якої визначене експериментальним шляхом, Вт;

$$K_H = \frac{H_{\text{експ}}}{n^{1,88} \cdot D^{1,45}}, \quad (3.27)$$

де  $H_{\text{експ}}$  – величина напору, значення якого визначено експериментальним шляхом, м.

Відповідно до методики першим етапом є побудова плану повного факторного експерименту. Для цього потрібно вибрати експериментальні точки, які є симетричними відносно вихідної точки або, що те саме, центра плану. Визначення верхнього та нижнього рівнів факторів виконується шляхом додавання та віднімання значення інтервалу варіювання, що обирається окремо для кожного з факторів.

Таким чином, можемо записати фактори, рівні та інтервали варіювання факторів, що є справедливими для нашої задачі. Дані наведені в табл. 3.10. Необхідно зауважити, що рівні факторів та інтервали варіювання обрані за результатами попередніх пошукових експериментів.

Таблиця 3.10 – Фактори, рівні та інтервали варіювання факторів

Фактори	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні факторів		
			Верхній +1	Основний 0	Нижній -1
$z_p$ – кількість зубців роторного диска	$x_1$	4	12	8	4
$z_c$ – кількість зубців статорного диска	$x_2$	4	12	8	4
$\bar{h}$ – відносний зазор між дисками	$x_3$	0,01	0,03	0,02	0,01
$\bar{b}$ – відносна ширина робочого диска	$x_4$	0,025	0,425	0,4	0,375

Метою першого етапу планування екстремального експерименту є отримання лінійної моделі. Математичну модель, що виражена функцією відклику, вдається апроксимувати лінійним поліномом такого вигляду:

$$y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i < l \leq k} b_{il} x_i x_l, \quad (3.28)$$

де  $x_i, x_l$  – незалежні змінні фактори;

$b_0, b_i, b_{il}$  – вибіркові коефіцієнти регресії при відповідних змінних, які є лише



оцінками теоретичних коефіцієнтів регресії.

Перший етап передбачає варіювання факторів на двох рівнях. Тому можливе сполучення рівнів факторів у нашому випадку дорівнює  $2^4$ .

Факторний експеримент здійснюється за допомогою матриці планування, в якій використовують кодовані значення факторів. Кодування застосовується для зручності запису умов експерименту. В кодованому вигляді верхній рівень фактора позначають «+1», нижній – «-1», а основний – «0». Кодоване значення фактора  $x_i$  визначають за виразом

$$x_i = \frac{\tilde{x}_i - \tilde{x}_i^0}{\varepsilon_i}, \quad (3.29)$$

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

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

$\varepsilon_i$  – інтервал варіювання  $i$ -го фактора.

Для побудови матриці центрального композиційного планування першого порядку потрібно виділити такі дані, що відповідають нашому випадку (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 $N$
4	$2^4$	16	7	23

Виходячи з вищеприведеного, можемо визначити матрицю планування повного чотирифакторного експерименту, що відповідає умові нашої задачі (див. табл. 3.12). Кодування кожного з факторів проводилося згідно з формулою (3.29). Зауважимо, що число рядків у матриці визначає кількість дослідів. Величина  $y$  відображає результати проведених дослідів, що фіксувалися паралельно для визначення коефіцієнтів потужності та напору.

Звернемо увагу на те, що всі досліді, що входять до матриці планування, проводилися на однофазному робочому середовищі, в якості якого

використовувалася вода.

Таблиця 3.12 – Матриця планування та результати дослідів експерименту типу  $2^4$

Серія	№ дослідів	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$y (K_N) \cdot 10^{-3}$	$y (K_H) \cdot 10^{-2}$
«Ядро» плану	1	+	+	+	+	+	13,921	19,220
	2	+	-	+	+	+	10,396	12,226
	3	+	+	-	+	+	11,447	24,267
	4	+	-	-	+	+	9,604	16,661
	5	+	+	+	-	+	13,954	22,219
	6	+	-	+	-	+	10,510	13,896
	7	+	+	-	-	+	11,318	27,849
	8	+	-	-	-	+	9,329	18,800
	9	+	+	+	+	-	13,048	18,125
	10	+	-	+	+	-	10,494	11,899
	11	+	+	-	+	-	11,059	21,708
	12	+	-	-	+	-	9,620	15,602
	13	+	+	+	-	-	13,129	20,741
	14	+	-	+	-	-	10,299	13,917
	15	+	+	-	-	-	11,059	25,574
	16	+	-	-	-	-	9,297	17,173

План типу  $2^4$  дозволяє отримати роздільні оцінки для коефіцієнтів рівняння регресії (3.28), яке в нашому випадку має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 y = & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + \\
 & + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + b_{123}x_1x_2x_3 + \\
 & + b_{124}x_1x_2x_4 + b_{134}x_1x_3x_4 + b_{234}x_2x_3x_4 + b_{1234}x_1x_2x_3x_4.
 \end{aligned}
 \tag{3.30}$$

У наведеній матриці (табл. 3.12) міститься стовпчик фіктивної змінної  $x_0$ , що введена для оцінки вільного члена  $b_0$  у рівняннях (3.28) та (3.30).

Для визначення коефіцієнтів рівняння регресії (3.30) використовуються такі формули:

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N y_j}{N};$$

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij} y_j}{N};$$

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

У результаті розрахунків були отримані такі значення коефіцієнтів (табл.3.13).

Таблиця 3.13 – Значення коефіцієнтів рівняння регресії для визначення коефіцієнтів потужності та напору

	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{14}$
$y(K_N)$	0,01117	0,00121	0,00081	0,00004	0,00015	0,00033	-0,00004	0,00014
$y(K_H)$	0,1868	0,0372	-0,0221	-0,0128	0,0065	-0,0017	-0,0035	0,0028

	$b_{23}$	$b_{24}$	$b_{34}$	$b_{123}$	$b_{124}$	$b_{134}$	$b_{234}$	$b_{1234}$
$y(K_N)$	-0,00005	0,00007	-0,00001	0,00002	0,00006	0,00003	-0,00002	0,00001
$y(K_H)$	0,0012	-0,0029	-0,0002	0,0011	0,0001	0,0001	0,0002	-0,0010

Після підстановки отриманих коефіцієнтів у рівняння регресії (3.30) воно набере вигляду для визначення коефіцієнта потужності (3.31) та коефіцієнта напору (3.32) відповідно:

$$y(K_N) = 0,01117 + (12,1 \cdot x_1 + 8,1 \cdot x_2 + 0,4 \cdot x_3 + 1,5 \cdot x_4 + 3,3 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,4 \cdot x_1 \cdot x_3 + 1,4 \cdot x_1 \cdot x_4 - 0,5 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,7 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,1 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,2 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,6 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,3 \cdot x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 - 0,2 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-4}; \quad (3.31)$$

$$y(K_H) = 0,1868 + (37,2 \cdot x_1 - 22,1 \cdot x_2 - 12,8 \cdot x_3 + 6,5 \cdot x_4 - 1,7 \cdot x_1 \cdot x_2 - 3,5 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2,8 \cdot x_1 \cdot x_4 + 1,2 \cdot x_2 \cdot x_3 - 2,9 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,2 \cdot x_3 \cdot x_4 + 1,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,1 \cdot x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,2 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 - 1,0 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-3}. \quad (3.32)$$

Для перевірки адекватності отриманих рівнянь (3.31) та (3.32), а також для визначення дисперсії коефіцієнтів необхідно знати величину дисперсії  $s_y^2$  відтворюваності експерименту. Знайдемо її за результатами сімох дослідів, які проведені у «центрі» плану (досліди 1 – 7, табл. 3.14).

Таблиця 3.14 – Результати дослідів у «центрі» плану

Серія	№ дослідів	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$y(K_N) \cdot 10^{-3}$	$y(K_H) \cdot 10^{-2}$
«Центр» плану	1	+	0	0	0	0	11,367	18,694
	2	+	0	0	0	0	11,027	18,658
	3	+	0	0	0	0	11,265	18,587
	4	+	0	0	0	0	11,269	18,360
	5	+	0	0	0	0	11,174	18,324
	6	+	0	0	0	0	11,274	18,616
	7	+	0	0	0	0	11,014	18,431

Визначимо середнє арифметичне значення параметра 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,  $\bar{y}(K_N) = 0,011199$ , а  $\bar{y}(K_H) = 0,1852$ .

У свою чергу, дисперсії  $s_y^2$  відтворюваності експериментів визначимо за формулою

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

Отримаємо, що для визначення коефіцієнта потужності  $s_{y(K_N)}^2 = 1,8 \cdot 10^{-8}$ , а для визначення коефіцієнта напору  $s_{y(K_H)}^2 = 2,3 \cdot 10^{-6}$ .

Тепер порівняємо між собою помилку експерименту  $s_y$  ( $s_y = \sqrt{s_y^2}$ ,  $s_{y(K_N)} = 0,000134$  та  $s_{y(K_H)} = 0,0015$ ) з різницею між значенням параметра оптимізації  $\bar{y}$  в «центрі» плану та величиною вільного члена  $b_0$  ( $|\bar{y}(K_N) - b_0| = 0,00003$  та  $|\bar{y}(K_H) - b_0| = 0,0015$ ). 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 (3.30). У наших варіантах 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 за програмою центрального композиційного планування першого порядку. Реалізовано шістнадцять дослідів повного факторного експерименту  $2^4$  (табл. 3.12) та сім дослідів у «центрі» плану (табл. 3.14).

Тепер проведемо перевірку значущості коефіцієнтів регресії шляхом порівняння їх абсолютної величини з довірчим інтервалом. Для визначення останнього потрібно розрахувати дисперсії коефіцієнтів, що є можливим за допомогою такого виразу:

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

В результаті розрахунку, маємо такі значення

- для визначення коефіцієнта потужності  $s^2\{b_i\} = 8 \cdot 10^{-10}$ ;
- для визначення коефіцієнта напору  $s^2\{b_i\} = 1 \cdot 10^{-7}$ .

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 взятому рівні значущості та числі ступенів вільності  $f$ ;

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

За відсутності дублювання дослідів число ступенів вільності знаходимо за виразом  $f = n_0 - 1$ , тобто  $f = 6$ . Тоді значення критерію  $t_T$  при 5% рівні значущості, дорівнює 2,45.

Отже, маємо таке значення довірчого інтервалу:

- для визначення коефіцієнта потужності  $\Delta b_i = \pm 0,000068$ ;
- для визначення коефіцієнта напору  $\Delta b_i = \pm 0,00077$ .

Отримані довірчі інтервали дають можливість виключити з рівнянь регресії (3.31) та (3.32), так звані статистично незначущі коефіцієнти. До останніх належать ті коефіцієнти, абсолютна величина яких менша за відповідний довірчий інтервал. Отже, потрібно знехтувати такими коефіцієнтами:

- у випадку коефіцієнта потужності – це  $b_3 = 0,00004$ ,  $b_{13} = -0,00004$ ,  $b_{23} = -0,00005$ ,  $b_{34} = -0,00001$ ,  $b_{123} = 0,00002$ ,  $b_{124} = 0,00006$ ,  $b_{134} = 0,00003$ ,  $b_{234} = -0,00002$ ,  $b_{1234} = 0,00001$ ;
- у випадку коефіцієнта напору – це  $b_{34} = -0,0002$ ,  $b_{124} = 0,0001$ ,  $b_{134} = 0,0001$ ,  $b_{234} = 0,0002$ .

Таким чином, математичні моделі (3.31) та (3.32), що були отримані в результаті планування першого порядку шляхом вилучення з них незначущих коефіцієнтів наберуть вигляду відповідно для визначення коефіцієнта потужності (3.33) та коефіцієнта напору (3.34):

$$y(K_N) = 0,01117 + (12,1 \cdot x_1 + 8,1 \cdot x_2 + 1,5 \cdot x_4 + 3,3 \cdot x_1 \cdot x_2 + 1,4 \cdot x_1 \cdot x_4 + 0,7 \cdot x_2 \cdot x_4) \cdot 10^{-4}; \quad (3.33)$$

$$y(K_H) = 0,1868 + (37,2 \cdot x_1 - 22,1 \cdot x_2 - 12,8 \cdot x_3 + 6,5 \cdot x_4 - 1,7 \cdot x_1 \cdot x_2 - 3,5 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2,8 \cdot x_1 \cdot x_4 + 1,2 \cdot x_2 \cdot x_3 - 2,9 \cdot x_2 \cdot x_4 + 1,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 - 1,0 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-3}. \quad (3.34)$$

Для перевірки адекватності отриманих моделей (3.33) та (3.34) необхідно визначити величину критерію Фішера (F-критерій) та порівняти його з табличним значенням. Розрахунковий F-критерій знаходиться за таким виразом:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}, \quad (3.35)$$

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

$$s_{ad}^2 = \frac{s_R}{N - (k + 1)}, \quad (3.36)$$

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

$$s_R = \sum_{j=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2. \quad (3.37)$$

Використовуючи послідовно формули (3.37), (3.36) та (3.35) відповідно для випадку коефіцієнта потужності та коефіцієнта напору, отримуємо такі значення.

Таблиця 3.15 – Значення величин для перевірки адекватності моделей

	$s_R$	$s_{ad}^2$	$F_p$
$y (K_N)$	$2,19 \cdot 10^{-6}$	$0,12 \cdot 10^{-6}$	0,93
$y (K_H)$	$7,4 \cdot 10^{-5}$	$0,4 \cdot 10^{-5}$	1,83

Визначимо табличне значення  $F_T$ , яке при 5 % рівні значущості та числах ступенів вільності для чисельника 18 та знаменника 3 дорівнює 3,9. Бачимо, що  $F_p < F_T$ , саме тому математичні моделі для визначення коефіцієнта потужності (3.33) та визначення коефіцієнта напору (3.34) потрібно визнати адекватними.

Вигляд рівнянь (3.33) та (3.34) незручний для інтерпретації отриманих результатів та практичних розрахунків, тому його перетворили за допомогою формули (3.29) з кодованих значень ( $x_1, x_2, x_3, x_4$ ) до натуральних значень факторів ( $z_p, z_c, \bar{h}, \bar{b}$ ). Маємо

$$x_1 = \frac{z_p - 8}{4};$$

$$x_2 = \frac{z_c - 8}{4};$$

$$x_3 = \frac{\bar{h} - 0,0105}{0,0053};$$

$$x_4 = \frac{\bar{b} - 0,2105}{0,0132}.$$

Таким чином, математичні моделі для визначення коефіцієнта потужності (3.33) та коефіцієнта напору (3.34) після проведення декодування відповідних величин наберуть такого вигляду:

$$K_N = 1,28 \cdot 10^{-2} - 4,21 \cdot 10^{-4} \cdot z_p - 2,42 \cdot 10^{-4} \cdot z_c - 2,05 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{b} + 0,21 \cdot 10^{-4} \cdot z_c \cdot z_p + 2,65 \cdot 10^{-3} \cdot z_p \cdot \bar{b} + 1,33 \cdot 10^{-3} \cdot z_c \cdot \bar{b}; \quad (3.38)$$

$$K_H = 5,92 \cdot 10^{-2} + 7,4 \cdot 10^{-4} \cdot z_p + 6,4 \cdot 10^{-3} \cdot z_c - 1,547 \cdot \bar{h} + 0,508 \cdot \bar{b} + (0,053 \cdot \bar{b} - 0,166 \cdot \bar{h} - 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot z_c) \cdot z_p + (0,057 \cdot \bar{h} - 0,055 \cdot \bar{b}) \cdot z_c. \quad (3.39)$$

Відмітимо, що для спрощення вищеописаних розрахунків на язиці програмування Microsoft Visual C # 2008 Express Edition було створено програму для розрахунку лінійної функції відклику при чотирифакторному варіюванні. Робоче вікно програми наведено на рис. С.1. Текст програми на прикладі розрахунку коригувального коефіцієнту потужності приведено у Додатку С.

### 3.8 Перевірка уточненої моделі робочого процесу БАГМ

Після визначення залежності коригувальних коефіцієнтів потужності та напору від конструктивних параметрів проточної частини гідромлина маємо можливість записати уточнену модель робочого процесу БАГМ у повному вигляді.

Запис моделі для визначення потужності отримаємо шляхом підстановки в формулу (3.20) виразу (3.38). Таким чином, маємо

$$N = (1 + 35,5 \cdot Q) \cdot \frac{\rho \cdot n^{2,89} \cdot D_2^{3,32}}{1116310} \cdot (tg\beta - tg\alpha) \cdot (1,28 \cdot 10^{-2} - 4,21 \cdot 10^{-4} \cdot z_p - 2,42 \cdot 10^{-4} \cdot z_c - 2,05 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{b} + 0,21 \cdot 10^{-4} \cdot z_c \cdot z_p + 2,65 \cdot 10^{-3} \cdot z_p \cdot \bar{b} + 1,33 \cdot 10^{-3} \cdot z_c \cdot \bar{b}). \quad (3.40)$$

Аналогічним чином отримаємо запис моделі для визначення напору гідромлина. Так, у формулу (3.25) підставимо вираз (3.39) та отримаємо

$$H = (1 - 290 \cdot Q) \cdot n^{1,88} \cdot D^{1,45} \cdot (5,92 \cdot 10^{-2} + 7,4 \cdot 10^{-4} \cdot z_p + 6,4 \cdot 10^{-3} \cdot z_c - 1,547 \cdot \bar{h} + 0,508 \cdot \bar{b} + (0,053 \cdot \bar{b} - 0,166 \cdot \bar{h} - 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot z_c) \cdot z_p + (0,057 \cdot \bar{h} - 0,055 \cdot \bar{b}) \cdot z_c). \quad (3.41)$$

Аналізуючи отриману в повному вигляді модель БАГМ, відмітимо, що



залежність потужності (3.40) не містить у собі одного конструктивного параметра, що закладався як фактор варіювання, – це величина зазору між робочими дисками гідромлина. Таким чином, величина зазору як незначний фактор впливу на потужність була виключена в ході використання методики планування багатофакторного експерименту для визначення коригувального коефіцієнта потужності. Така обставина прямо узгоджена з даними фізичного дослідження, результати якого відображені відповідною залежністю на рис. 3.12.

На відміну від залежності для визначення потужності модель БАГМ стосовно величини напору (3.41) є функцією від всіх факторів варіювання, що були розглянуті при визначенні коригувального коефіцієнта напору.

Для перевірки адекватності отриманої моделі робочого процесу БАГМ необхідно, керуючись закономірностями (3.40) та (3.41), побудувати відповідні характеристики при варіюванні певних параметрів гідромлина та порівняти їх з аналогічними характеристиками, що були отримані шляхом фізичного дослідження.

Для проведення порівняння використаємо залежності потужності та напору гідромлина від його подачі, що були описані в пунктах 3.5.1 та 3.5.2 цієї роботи. Так, при варіюванні частоти обертання ротора машини на характеристики, що наведені на рис. 3.3 та 3.13, будуть накладені розрахункові залежності, що отримані за формулами (3.40) та (3.41) відповідно. У ході проведення розрахунку величиною подачі будемо задаватися згідно з інтервалом фізичних значень. Порівняльні характеристики зображені на рис. 3.23 та 3.24. Аналогічним чином будуть проведені перевірки при варіюванні таких величин: зовнішній діаметр робочих дисків (рис. 3.6 та 3.16) – рис. 3.25 та 3.26; кількість зубців на робочих дисках (рис. 3.8 та 3.18) – рис. 3.27 та 3.28; зазору між статорним та роторним дисками (рис. 3.11 та 3.21) – рис. 3.29 та 3.30.

Відмітимо, що була розрахована величина відносної похибки для кожної характерної точки, які належать порівняльним характеристикам, що описані вище. В результаті, значення відносної похибки для всіх розрахованих комбінацій знаходиться в діапазоні від 0 до 5,7 %. Виходячи з останнього, маємо достатнє підґрунтя для того, щоб вважати отримані моделі робочого процесу БАГМ (що

виражені залежностями (3.40) та (3.41)) адекватними.

Таким чином, унаслідок методичної обробки даних фізичного експерименту визначено робочу модель БАГМ, яка при заданих параметрах певного діапазону дозволяє з достатньою точністю розрахувати значення як величини потужності, що споживається гідромлином, так і величини напору, який створює гідромлин.

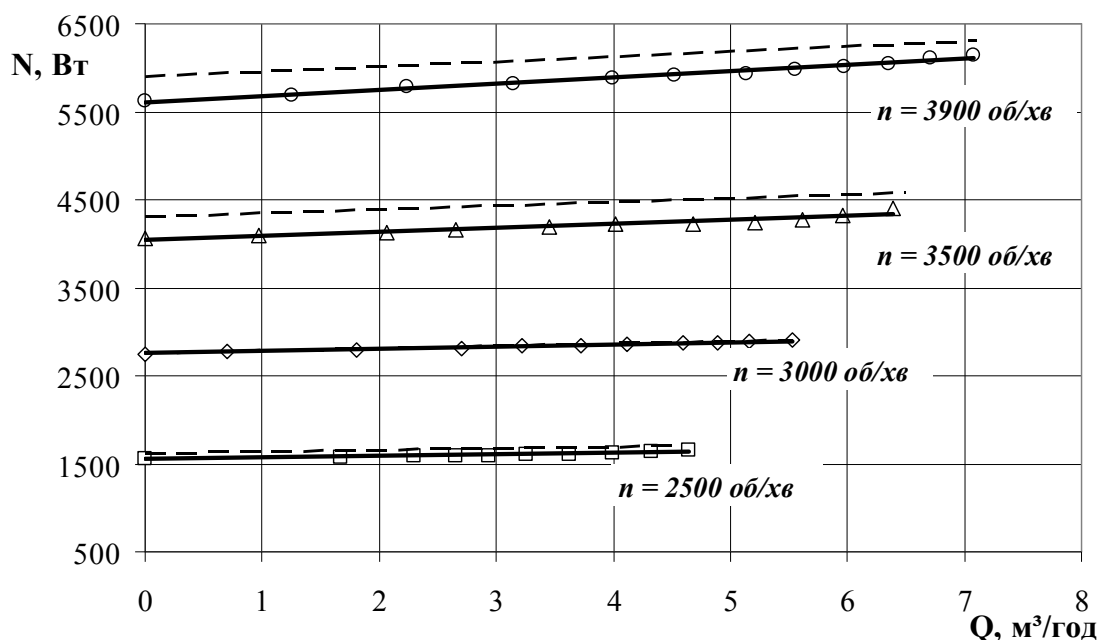


Рисунок 3.23 – Порівняння розрахункової та експериментальної залежностей  $N=f(Q)$  при змінній частоті обертання ротора  $n$

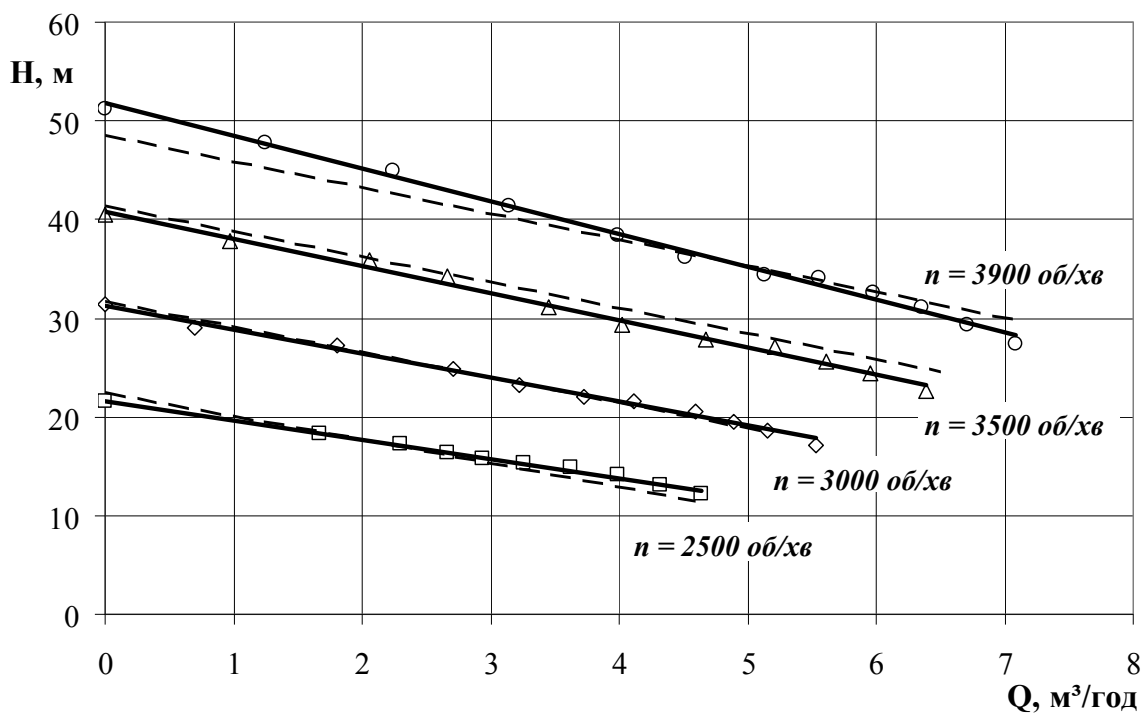


Рисунок 3.24 – Порівняння розрахункової та експериментальної залежностей  $H=f(Q)$  при змінній частоті обертання ротора  $n$

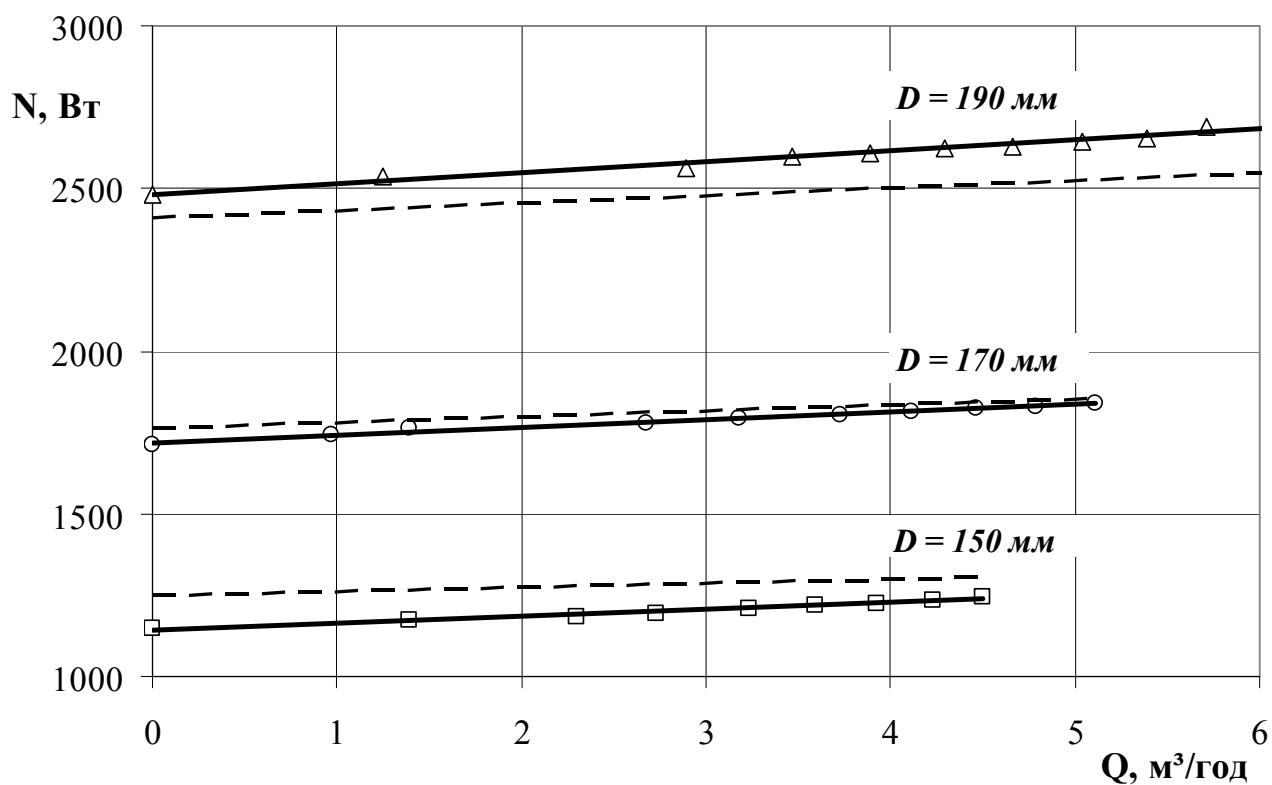


Рисунок 3.25 – Порівняння розрахункової та експериментальної залежностей  $N=f(Q)$  при змінній величині зовнішнього діаметра  $D$

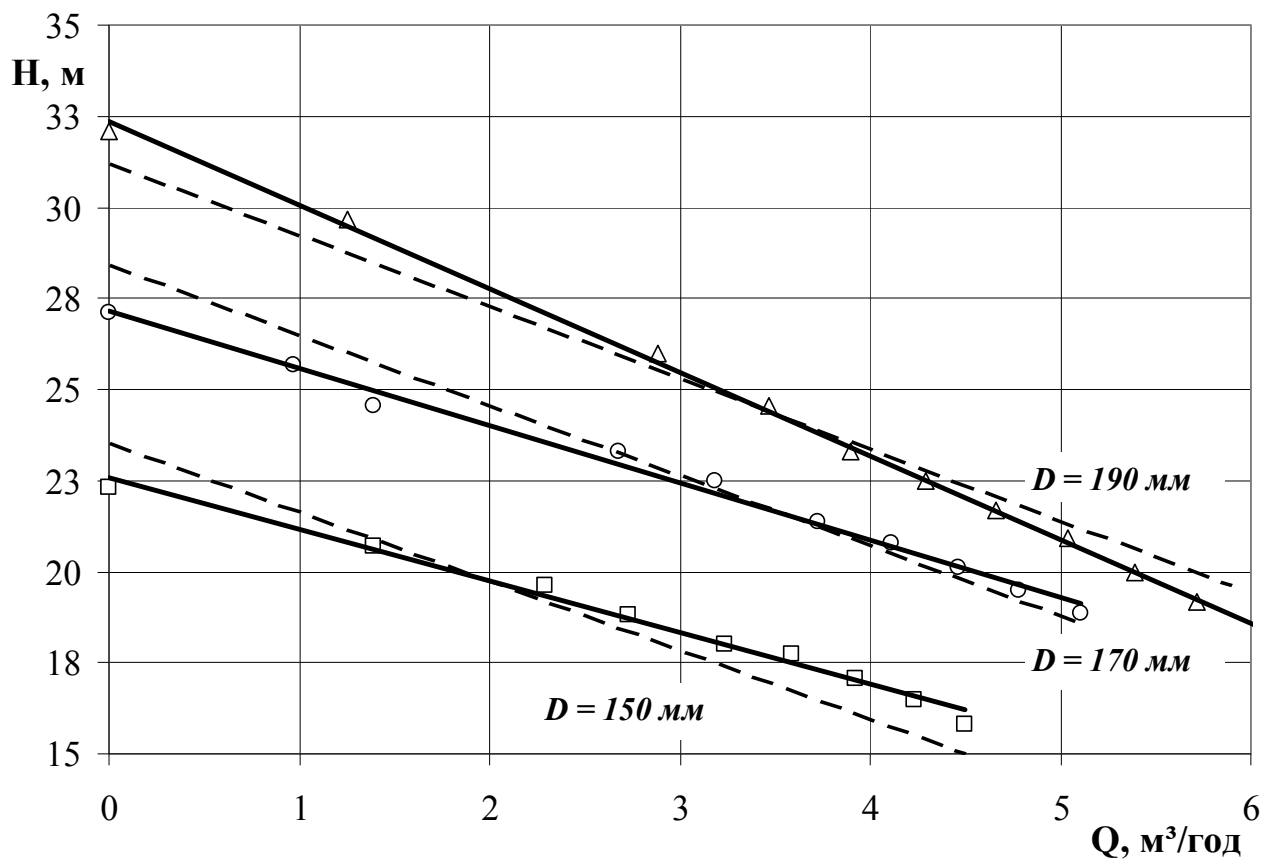


Рисунок 3.26 – Порівняння розрахункової та експериментальної залежностей  $H=f(Q)$  при змінній величині зовнішнього діаметра  $D$

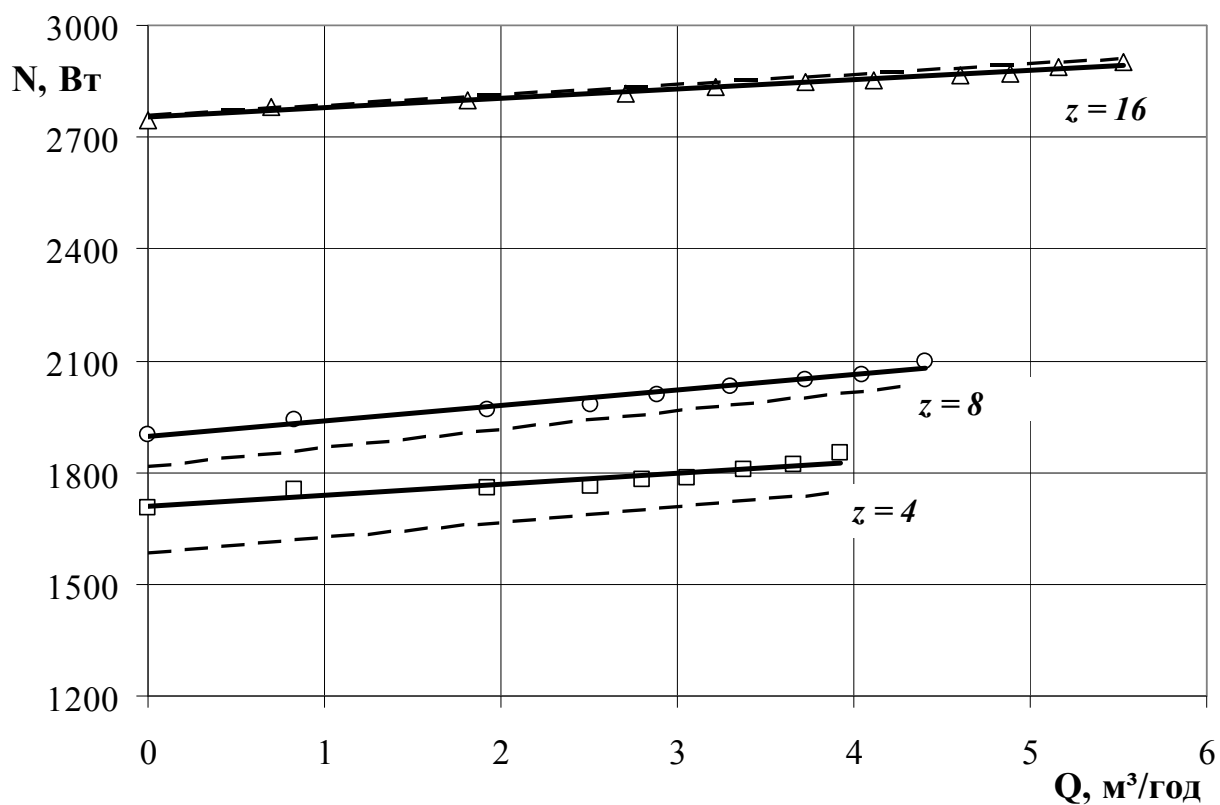


Рисунок 3.27 – Порівняння розрахункової та експериментальної залежностей  $N=f(Q)$  при змінній кількості зубців робочих дисків  $z$

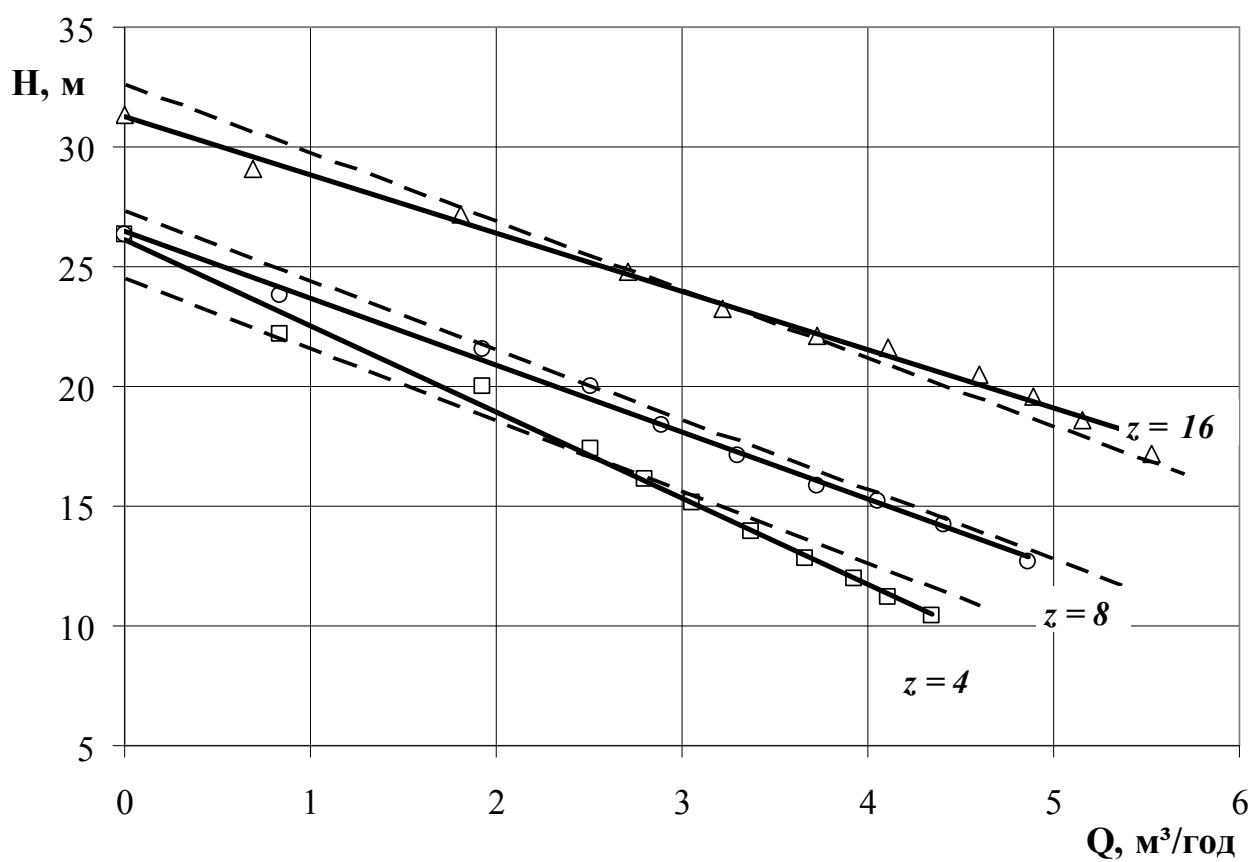


Рисунок 3.28 – Порівняння розрахункової та експериментальної залежностей  $H=f(Q)$  при змінній кількості зубців робочих дисків  $z$

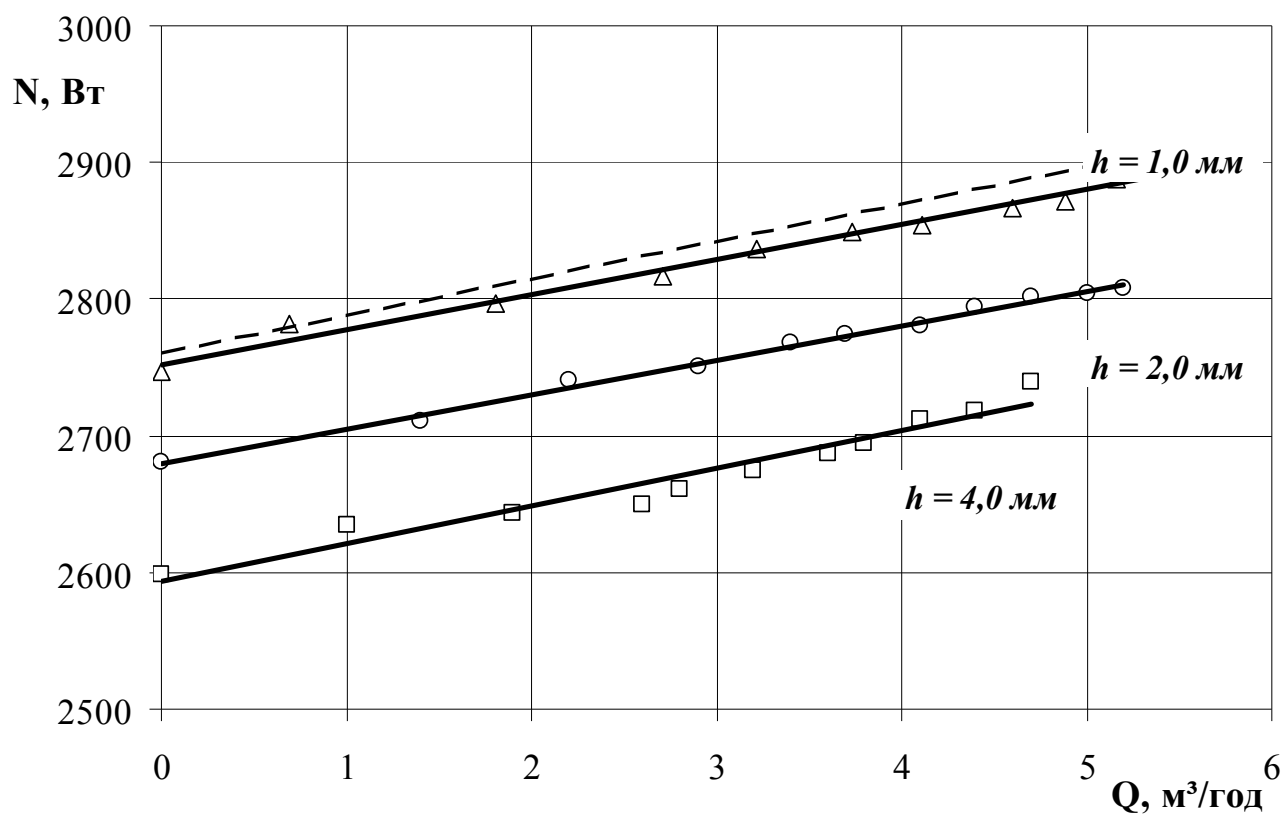


Рисунок 3.29 – Порівняння розрахункової та експериментальної залежностей  $N=f(Q)$  при змінній величині зазору між робочими дисками  $h$

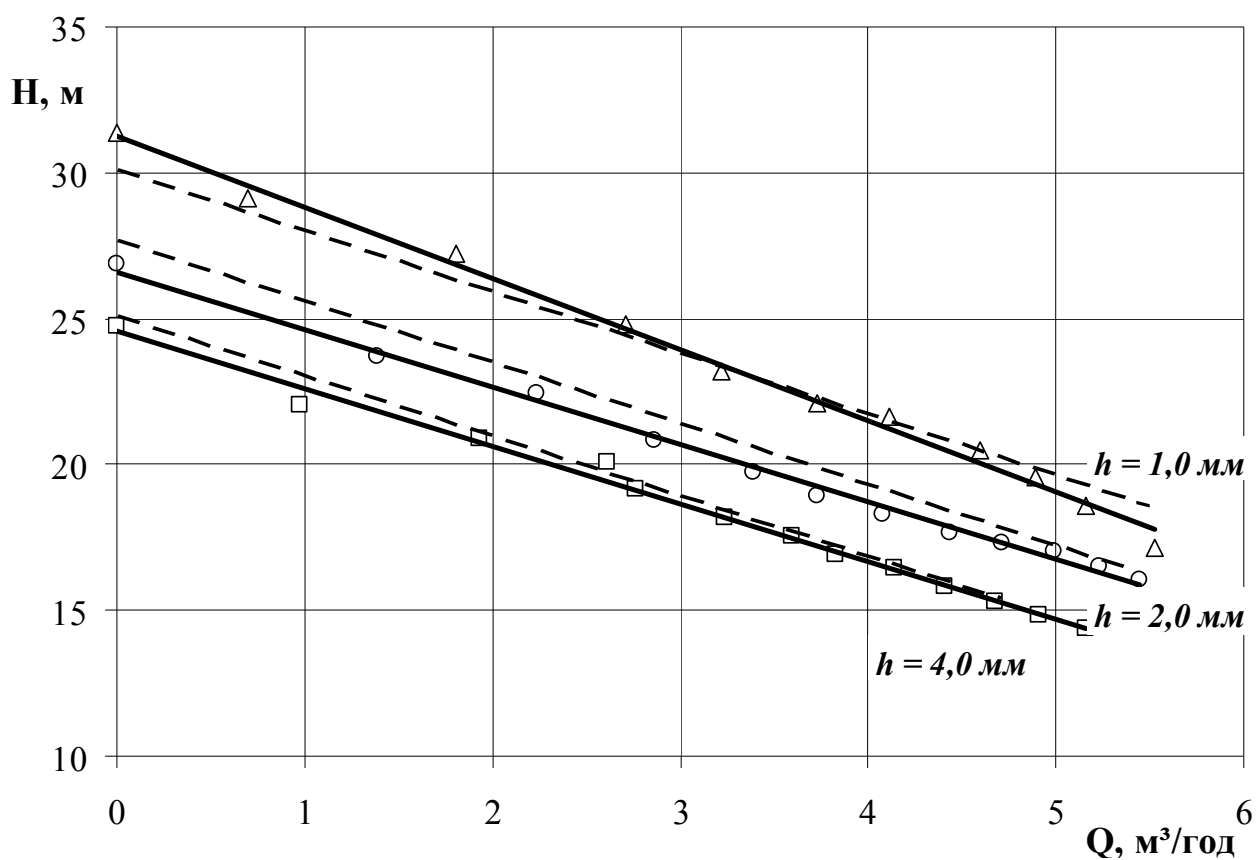


Рисунок 3.30 – Порівняння розрахункової та експериментальної залежностей  $H=f(Q)$  при змінній величині зазору між робочими дисками  $h$

### 3.9 Баланс енергії БАГМ

Багатофункціональний агрегат-гідромлин являє собою машину, в проточній частині якої одночасно відбувається декілька процесів, а саме: подрібнення, перемішування, підігрів та перекачування. Багатофункціональність гідромлина надає можливості його широкого застосування в різноманітних технологічних процесах, перебіг яких пов'язаний з необхідністю реалізації основних для нього етапів: по-перше за все, це процес подрібнення сировини в рідкому середовищі; по-друге, забезпечення високого ступеня однорідності отриманої гідросуміші; по-третє, це транспортування готового продукту. Крім того, ряд технологічних процесів на етапі перемішування супроводжується підігрівом робочого середовища. На сьогодні переважна більшість подібних технологічних процесів різних виробництв використовує на кожному з перелічених етапів однофункціональне обладнання. Внаслідок застосування такого підходу спостерігається дещо завищене сумарне енергоспоживання обладнання. До того ж додаткове обладнання в будь-якій технологічній лінії призводить до певних витрат, що пов'язані насамперед із його обслуговуванням та використанням ним робочого простору. Таким чином, реалізація принципу багатофункціональності машини дозволить скоротити зазначені витрати на виробництві.

Оскільки багатофункціональний агрегат реалізує в собі декілька функцій, то важливим є розуміння, як перерозподіляється енергія, що ним споживається. Іншими словами, важливим етапом у розробленні багатофункціонального гідромлина є чітке усвідомлення того, яка питома частка енерговитрат припадає на кожну з його функцій. У вступній частині цієї роботи було відмічено про підходи до використання гідромлина як багатофункціонального агрегату. З описаних положень є очевидним, що принцип розподілу енерговитрат між функціями гідромлина передбачає домінування функції подрібнення та створення умов для найбільш ефективного перебігу цього процесу в проточній частині машини. Що стосується функцій, які реалізують процеси перемішування, перекачування та підігріву, в концепції БАГМ вони розглядаються як допоміжні, тому питома частка енерговитрат на них істотно менша, ніж на основну функцію.

У загальному випадку, виходячи з принципу багатофункціональності гідромлина, його енергоспоживання можемо записати таким чином:

$$\begin{aligned} N &= N_{\Phi PII} + N_{II} + N_{MECH}; \\ N_{\Phi PII} &= N_{BPII} + N_H, \end{aligned} \quad (3.42)$$

де  $N_{\Phi PII}$  – потужність, що споживається на формування робочого процесу, Вт;

$N_{BPII}$  – потужність, що споживається на створення вихрового робочого процесу під час роботи гідромлина на однофазному робочому середовищі, Вт;

$N_H$  – потужність, що споживається на перекачування робочого середовища, Вт;

$N_{II}$  – потужність, що споживається на процес подрібнення, Вт;

$N_{MECH}$  – механічна потужність, що витрачається на тертя у вузлах агрегату (підшипники та ущільнення), Вт.

Зауважимо, що саме величина потужності формування робочого процесу ( $N_{\Phi PII}$ ) може бути розрахована згідно з розробленою моделлю за виразом (3.40).

Під поняттям потужності, що витрачається на формування вихрового робочого процесу ( $N_{BPII}$ ), потрібно розуміти енерговитрати, спрямовані на створення певних умов для забезпечення найбільш ефективного проходження процесу подрібнення. Зауважимо, що зазначені умови формуються виключно рідкою фазою робочого двофазного середовища. Детальний опис формування вихрового робочого процесу наведений у пункті 2.2.2 цієї роботи. Так, шляхом аналізу поданої візуалізації робочого процесу, що відбувається в проточній частині гідромлина на однофазному робочому середовищі, були визначені передумови для ефективного перебігу процесу гідроподрібнення. Крім того, формування інтенсивної вихрової структури потоку сприяє також і реалізації процесу перемішування. Таким чином, складова енерговитрат, що споживається на формування вихрового робочого процесу, забезпечує проходження двох функцій гідромлина, а саме: гідроподрібнення та перемішування робочого середовища.

Для виявлення питомої частки описаних енерговитрат достатнім буде проаналізувати результати фізичного дослідження БАГМ, що проводилося на однофазному середовищі. Відмітимо, що потужність гідромлина, що показана на рис. 3.3, 3.6, 3.8 та 3.11, як функція від його подачі, за своєю суттю це величина

потужності, що витрачається на формування робочого процесу ( $N_{ФРП}$ ). Для проведення правильного розчленування описаної величини потужності на її складові (тобто на  $N_{ВРП}$  та  $N_H$ ), необхідно чітко знати величину енерговитрат, що йде на перекачування робочого середовища ( $N_H$ ). Визначити останню величину можна шляхом використання класичного методу для обчислення гідравлічної енергії, що застосовується для динамічних насосів [99]. Таким чином, можемо записати

$$N_H = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q. \quad (3.43)$$

Розглянемо результати обробки фізичного експерименту базової конфігурації проточної частини гідромлина (тобто  $D = 190$  мм,  $z_p = z_{cm} = 16$  шт.,  $h = 1$  мм та  $b=45$  мм) при частоті обертання ротора  $n=3000$  об/хв на однофазному робочому середовищі, що зображені на рис. 3.11.

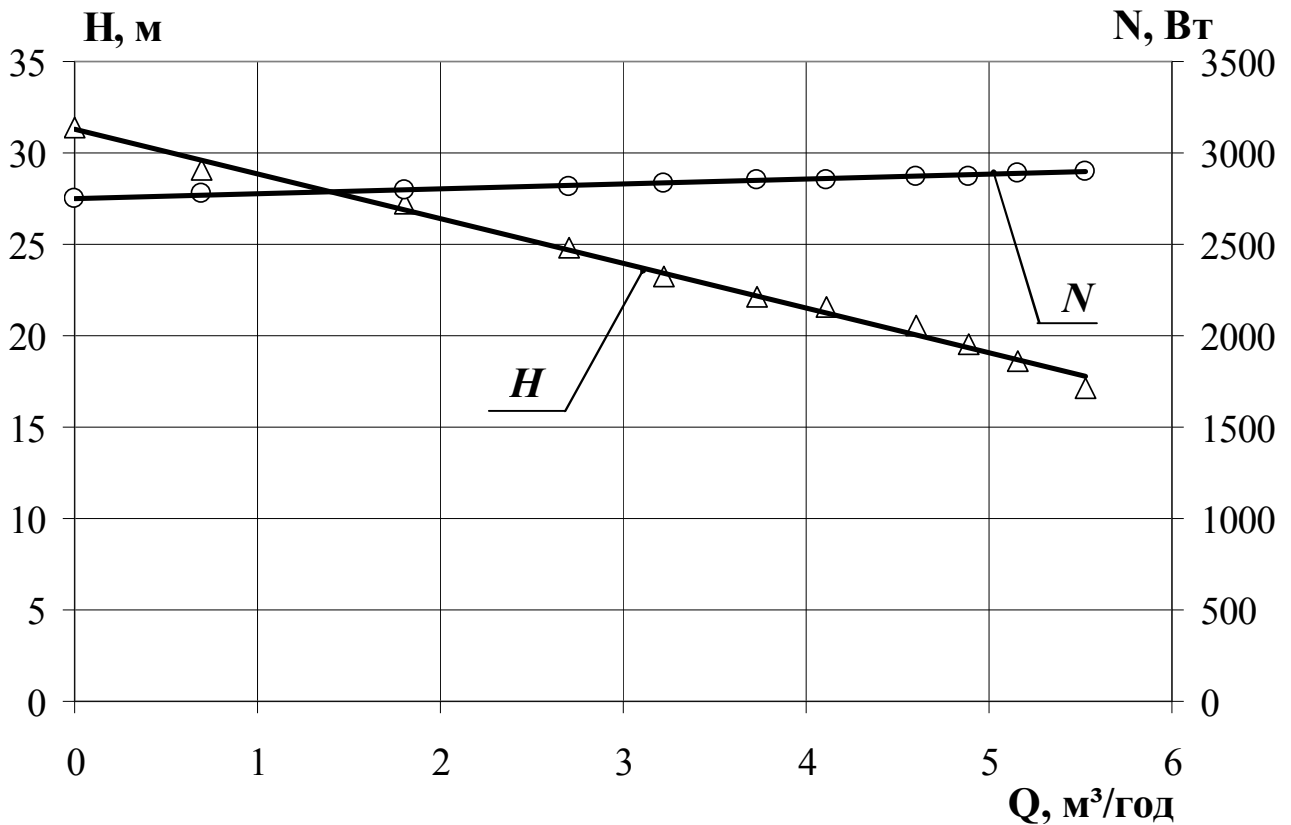


Рисунок 3.31 – Залежність  $N = f(Q)$  та  $H = f(Q)$  при  $n = 3000$  об/хв

Використовуючи значення величини напору для підстановки їх у формулу (3.43), в результаті отримаємо ряд значень величини потужності, що витрачається на перекачування робочого середовища. За отриманими значеннями побудуємо залежність потужності перекачування ( $N_H$ ) від подачі гідромлина та порівняємо її з відповідною залежністю потужністю  $N_{ФРП}$ , що зображено на рис. 3.11. Таке



порівняння (рис. 3.32) дасть змогу визначити питому частку потужності, що витрачається на формування вихрового робочого процесу ( $N_{ВРП}$ ).

Аналізуючи результати порівняння, можемо однозначно визначити, що величина потужності на перекачування ( $N_H$ ) становить 10 % від величини потужності  $N_{ФРП}$ , у той час як 90 % припадає на потужності формування робочого процесу ( $N_{ВРП}$ ).

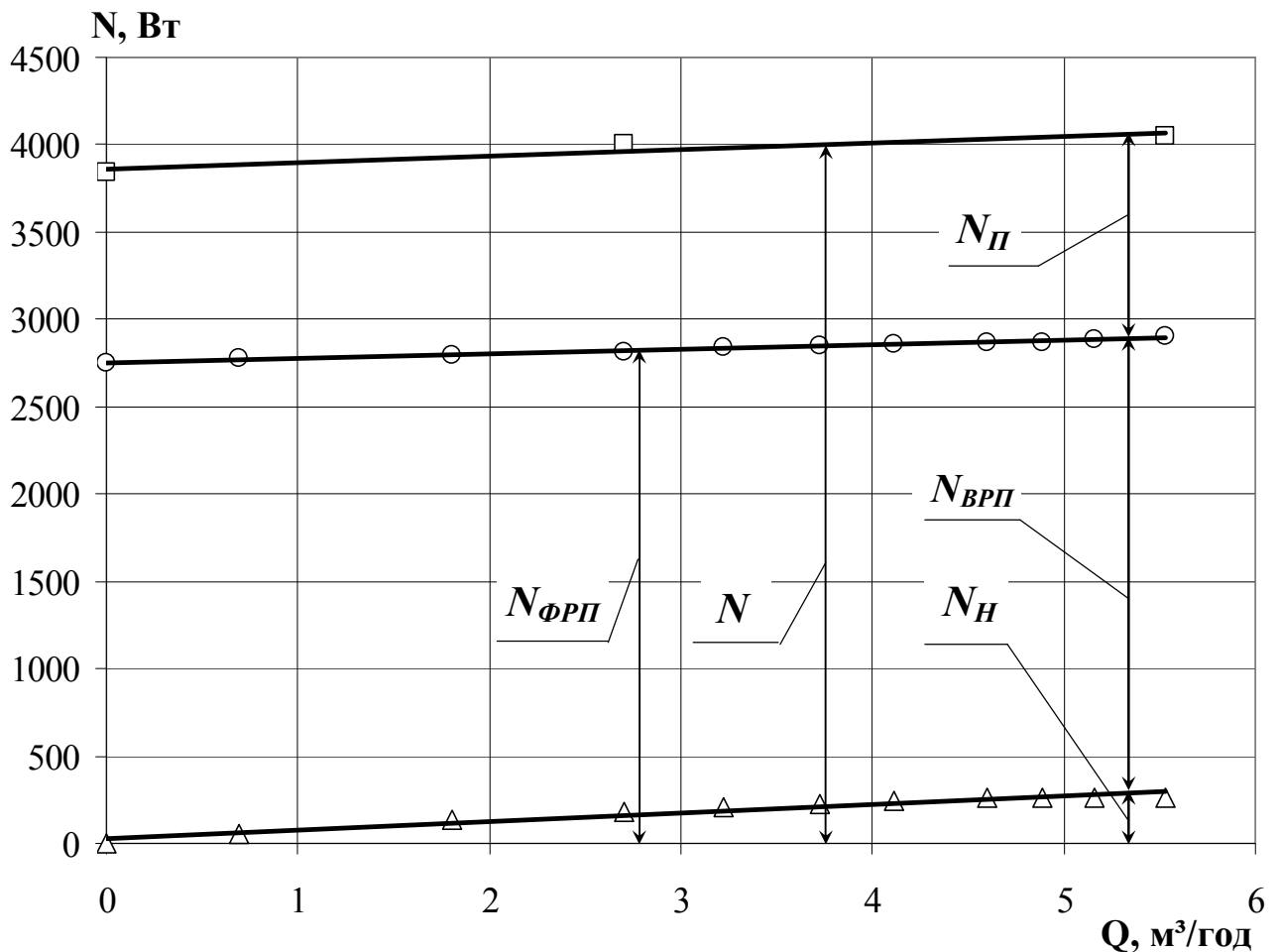


Рисунок 3.32 – Місцезнаходження складових балансу енергії БАГМ на діаграмі залежності величини потужності від подачі

Розглянемо наступну складову балансу енергії БАГМ (3.42), що витрачається на реалізацію процесу подрібнення твердої фракції у двофазному робочому середовищі ( $N_{П}$ ). Для визначення питомої частки енергії, що припадає на процес гідроподрібнення, необхідним є розглянути результати роботи гідромлина на двофазному середовищі.

Скористаємося даними, отриманими під час роботи гідромлина на гідромодулі зерно-вода у пропорції 1:3. Зерно представлене злаковою культурою – пшеницею.

Випробування проходили на спеціально розробленому та змонтованому для цієї мети дослідному стенді, принципова схема якого подана на рис. 3.33 а. Дослідження відбувалися в лабораторних умовах кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету. Умовні позначення стенда наведені в табл. 3.16.

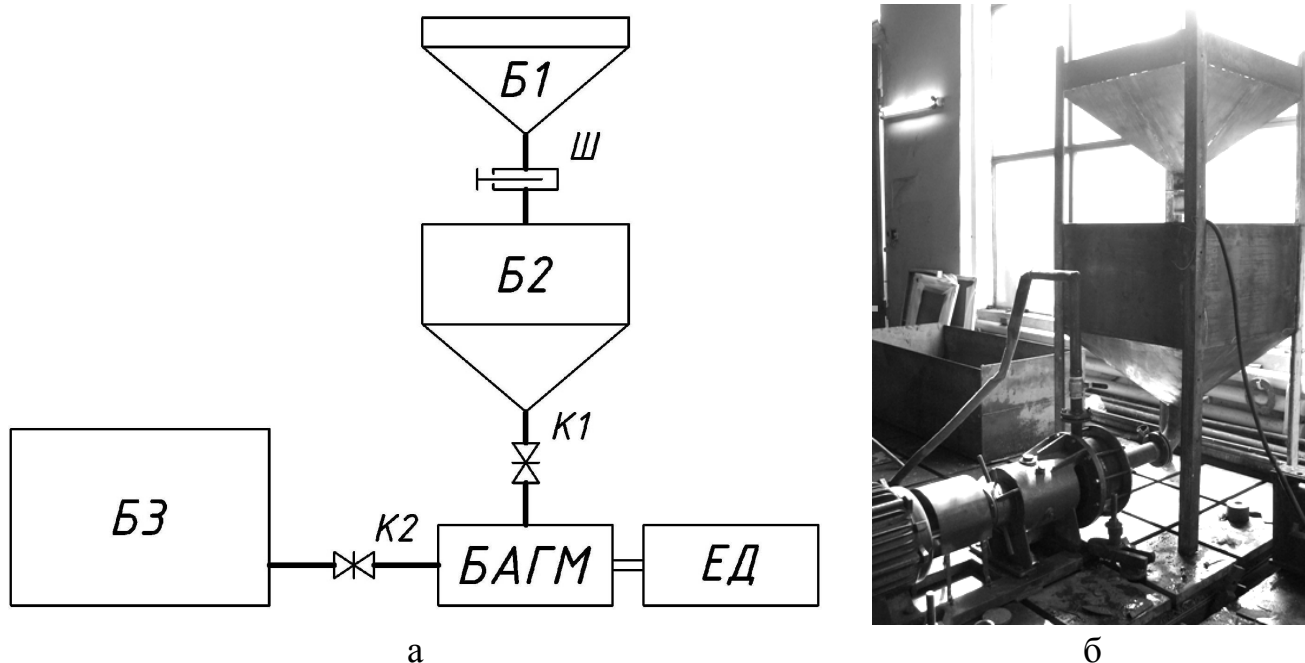


Рисунок 3.33 – Стенд для дослідження роботи БАГМ на двофазному середовищі:

а) принципова схема стенда; б) фото стенда

Таблиця 3.16 – Умовні позначення принципової схеми стенда

Умовне позначення	Назва	Кількість	Примітка
ЕД	Асинхронний двигун	1	–
БАГМ	Гідромлин	1	–
Б1	Бак із зерном	1	Об'єм 0,3 м <sup>3</sup>
Б2	Бак із водою	1	Об'єм 1,2 м <sup>3</sup>
Б3	Бак готового замісу	1	Об'єм 1,7 м <sup>3</sup>
К1	Кран відсічний	1	Ду40
К2	Кран для регулювання витрат	1	Ду40
Ш	Шибер	1	–

Випробування проходили таким чином. Відкривається кран К1 та запускається агрегат БАГМ. Після відкриття засувки шибера Ш з бака Б1 починає сипатися зерно в бак Б2, звідки зерновий гідромодуль (зерно-вода 1:3) потрапляє у проточну частину БАГМ. Регулювання подачі гідромлина відбувалось краном на виході з проточної частини машини К2. Відмітимо, що замір величини потужності відбувався електричним способом за допомогою мультиметра ДМК-21. Таким способом були отримані дослідні точки (при відкритому К2, закритому та проміжному положеннях).

Після аналізу оброблених результатів побудовано залежність величини потужності, що містить у собі всі складові балансу енергії (3.42) (крім механічної потужності  $N_{МЕХ}$ , що врахована характеристикою холостого ходу), від подачі гідромлина, що зображено на рис. 3.32.

Відмітимо, позначення на рис. 3.32 повністю узгоджене з позначенням у системі рівнянь балансу енергії БАГМ (3.42).

Аналізуючи отримані результати, виявлено, що питому частку величини потужності, яка спрацьовується на процес подрібнення ( $N_{П}$ ), доцільно виразити у відсотковому відношенні до величини потужності, яка витрачається на формування робочого процесу в проточній частині гідромлина ( $N_{ФРП}$ ). Таким чином, встановлено, що потужність подрібнення ( $N_{П}$ ) під час роботи гідромлина на гідросуміші пшениця-вода (1:3) становить 40 % від потужності формування робочого процесу ( $N_{ФРП}$ ). Тобто можемо записати:  $N_{П} = 40 \% N_{ФРП}$ . Звичайно, під час роботи гідромлина на будь-якому іншому двофазному робочому середовищі величина відсоткового значення зміниться. Аналогічно подамо і величину потужності на перекачування робочого середовища:  $N_{Н} = 10 \% N_{ФРП}$ . Зазначимо, що в балансі енергії (3.42) складова механічної потужності ( $N_{МЕХ}$ ) залежно від конструкції не перевищує 3 % від  $N_{ФРП}$ , тобто  $N_{МЕХ} = 3 \% N_{ФРП}$ .

Таким чином, всі складові компоненти балансу енергії БАГМ, що наведені у виразі (3.42), подані у відсотковому відношенні до величини потужності ( $N_{ФРП}$ ), яку можна визначити згідно з моделлю робочого процесу гідромлина (3.40). Виходячи з останнього висновку, можемо подати баланс енергії БАГМ у схематичній

інтерпретації (рис. 3.34), де умовно показані питомі частки всіх його складових величин потужності.

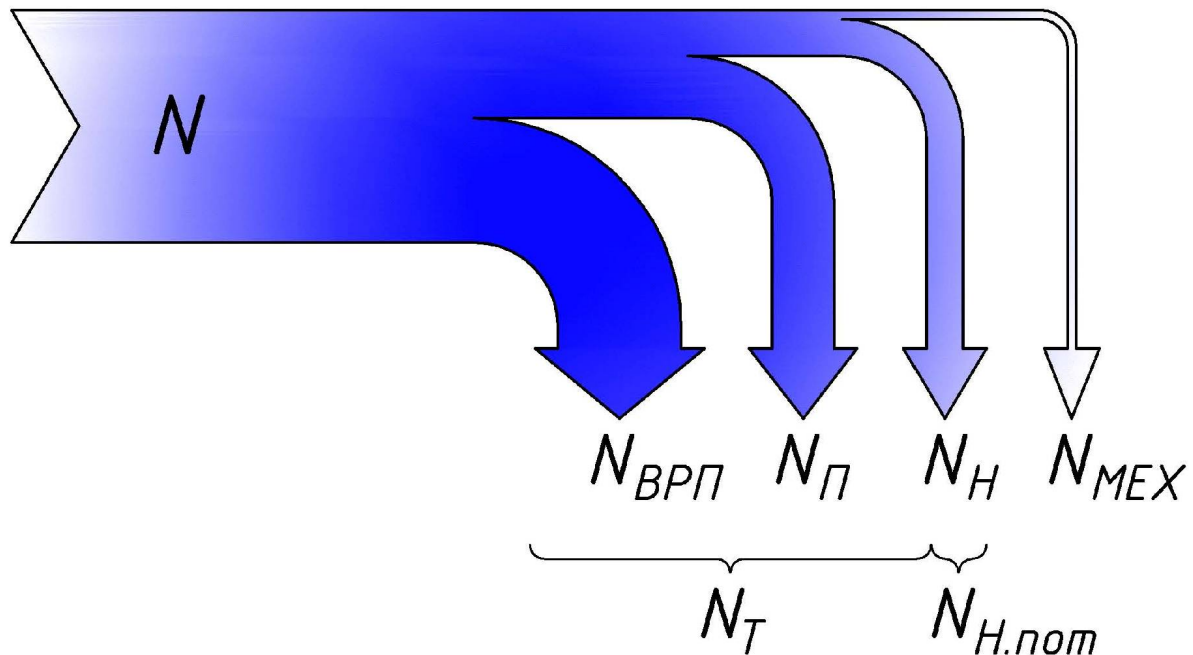


Рисунок 3.34 – Схематичне зображення балансу енергії БАГМ

На вищеведеному рисунку умовно показано, що величини потужностей, які витрачаються на формування вихрового робочого процесу ( $N_{\text{ФРП}}$ ), на реалізацію процесу подрібнення та на кінематичну складову потужності перекачування ( $N_{\text{Н.кин}} = N_{\text{Н}} - N_{\text{Н.пот}}$ ), спрацьовуються у внутрішню енергію робочого середовища, що призводить до його підігріву. Відмітимо, що ця теплова енергія багатофункціональним гідромлином використовується корисно.

Враховуючи останнє твердження, відмітимо, що багатофункціональний агрегат-гідромлин не належить до класу енергетичних машин. Саме тому є недоцільним використовувати для характеристики ефективності БАГМ такий показник, як ККД. Для багатофункціональних машин більш доцільними характеристиками ефективності є масогабаритні показники, питомі енергетичні показники (витрата потужності на одиницю маси середовища при заданих якісних показниках), показники інтенсивності обробки.

Результати проведених лабораторних експериментів на двофазному робочому середовищі, що встановили відсоткову частку на потужність подрібнення, були підтверджені даними, отриманими під час роботи промислових зразків на зерновій

суміші того самого складу. Промислові випробування відбувалися в умовах спиртового заводу ДП «Сумиспирт» та в умовах агрокомплексу ЗАТ «Маяк». Крім того, були отримані дані під час роботи гідромлина на гідросумішах, що мали у своєму складі інші зернові культури та відрізнялися концентрацією твердої фази (табл. 3.17). До того ж було встановлено значення потужності, що витрачається на подрібнення у процесі приготування біодобавок ліквіфос-стронгу (див. табл. 3.17). Названі випробування проводилися на базі підприємства ТОВ «Біохем ЛТД».

З поданих у табл. 3.17 даних бачимо, що при зміні компонентів та їх питомої частки у складі двохфазного робочого середовища величина потужності, що витрачається на процес подрібнення, може змінюватися. Тому, говорячи про складову балансу енергії  $N_{ФРП}$ , необхідно розглядати конкретну гідросуміш, що обробляється гідромлином в умовах конкретної технологічної лінії.

Таблиця 3.17 – Питома частка потужності подрібнення  $N_{II}$  під час роботи БАГМ на деяких сумішах

Найменування твердого включення	Вміст твердого включення, %	Готовий продукт	$N_{II}$ , %
Зерно пшениці	30	Зерновий заміс	40
Зерно кукурудзи	30	Зерновий заміс	43
Зерно пшениці	20	Зерновий заміс	29
Зерно кукурудзи	20	Зерновий заміс	32
Оксиди Zn, Fe, Cu	20	Біодобавки	17

Таким чином, запропонований підхід, що дозволяє визначити енергетичний баланс багатofункціонального агрегату-гідромлина. Подані всі складові енергії БАГМ у відсоткових співвідношеннях до величини потужності, яку можна розрахувати за допомогою розробленої моделі робочого процесу. Виявлено значення питомої частки потужності, що витрачається на подрібнення, для деяких видів гідросумішей.

### 3.10 Особливості застосування для БАГМ законів модельного перерахунку

Для будь-якої машини важливим питанням є застосування принципів модельного перерахунку. Це пояснюється тим, що при створенні типорозмірного ряду певних агрегатів, як правило, віддають перевагу не розрахунку всіх параметрів проточної частини машини згідно із запропонованими залежностями, а визначенню її параметрів шляхом перерахунку з існуючої моделі. Використання такого підходу значною мірою дозволяє спростити роботу конструкторів на етапах розрахунку та проектування агрегатів. Крім того, такий підхід дозволяє зменшити неузгодженості, що виникають між розрахунковими та експериментальними характеристиками агрегатів.

У насособудуванні для лопатевих динамічних машин застосовується модельний перерахунок, який базується на елементах теорії подібності та безрозмірних критеріях [100]. Згідно з останнім у загальному випадку маємо систему рівнянь для двох машин, позначених індексами 1 та 2:

$$\begin{aligned}\frac{Q_2}{Q_1} &= \lambda^q \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^k, \\ \frac{H_2}{H_1} &= \lambda^l \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^i, \\ \frac{N_2}{N_1} &= \lambda^m \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^j \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1},\end{aligned}\tag{3.44}$$

де  $H_1, N_1, Q_1, n_1$  – відповідно напір, потужність, подача та частота обертів натурної машини;

$H_2, N_2, Q_2, n_2$  – відповідно напір, потужність, подача та частота обертів модельної машини;

$k, i, j$  – відповідні кінематичні коефіцієнти подібності (для насосів:  $k = 1, i = 2$  та  $j = 3$ );

$\rho_1, \rho_2$  – густина рідини відповідно для натурної та модельної машин, м<sup>3</sup>/кг;

$\lambda$  – масштаб геометричної подібності (відображає відношення східних розмірів подібних машин);

$q, l, m$  – відповідні геометричні коефіцієнти подібності (для насосів:  $q = 3, l = 2$  та  $m = 5$ ).

Для того щоб використовувати принципи модельного перерахунку, необхідно виконати необхідні умови подібності агрегатів. Для дотримання умови динамічної подібності необхідно виконати подібність за критеріями, які визначають робочий процес гідромашини. Для опису робочого процесу в БАГМ з існуючих критеріїв подібності найбільш доцільнішим буде використати критерій Ейлера, який визначає відношення сили тиску до сили інерції. У випадку застосування критерію Ейлера для нашої задачі він дещо зміниться, оскільки в даному випадку показники ступенів параметрів відрізняються від тих, що наявні в критерії. Тому в подальшому будемо вести мову про модифікований критерій Ейлера, який, по суті, виражається коефіцієнтом потужності  $K_N$ . Останній був виражений у формулі (3.26).

Таким чином, маємо можливість знайти залежність для перерахунку параметрів. Для цього запишемо залежність (3.26) для натурної (з індексом 1) та модельної (з індексом 2) проточних частин гідромашини:

$$Eu_{M1} = \frac{1,12 \cdot 10^6 \cdot N_1}{\rho_1 \cdot n_1^{2,89} \cdot D_1^{3,32} \cdot (tg\beta - tg\alpha)}, \quad (3.45)$$

$$Eu_{M2} = \frac{1,12 \cdot 10^6 \cdot N_2}{\rho_2 \cdot n_2^{2,89} \cdot D_2^{3,32} \cdot (tg\beta - tg\alpha)}. \quad (3.46)$$

При виконання подібності гідромашин виконується умова

$$Eu_{M1} = Eu_{M2}. \quad (3.47)$$

Відповідно до запису (3.47) прирівняємо відповідні модифіковані критерії Ейлера (3.45) та (3.46):

$$\frac{1,12 \cdot 10^6 \cdot N_1}{\rho_1 \cdot n_1^{2,89} \cdot D_1^{3,32} \cdot (tg\beta - tg\alpha)} = \frac{1,12 \cdot 10^6 \cdot N_2}{\rho_2 \cdot n_2^{2,89} \cdot D_2^{3,32} \cdot (tg\beta - tg\alpha)}. \quad (3.48)$$

Пам'ятаючи те, що при динамічній подібності обов'язково зберігається геометрична подібність відповідних конструктивних елементів машин, можна записати:

$$a_2 = \lambda \cdot a_1, \quad (3.49)$$

де  $a_1$  та  $a_2$  – відповідні геометричні розміри натурної та модельної проточної частин машин, м.

Так, використовуючи запис (3.49) та дещо перетворивши формулу (3.48), отримаємо таку залежність:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^{2,89} \cdot \left( \frac{\lambda \cdot D_1}{D_1} \right)^{3,32}, \quad (3.50)$$

інакше можемо записати:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^{2,89} \cdot \lambda^{3,32}. \quad (3.51)$$

Таким чином, маємо формулу, яка дає можливість перелічити величину потужності гідромлина, що розробляється, за відомою величиною потужності існуючої моделі БАГМ.

Для визначення аналогічних формул, що дозволять таким самим чином перелічити величини напору та подачі гідромлина, виконаємо детальний аналіз отриманих результатів фізичного дослідження робочого процесу БАГМ. До останніх слід віднести комплексні характеристики, які відображають залежність напору БАГМ від його подачі при різних значеннях частоти обертання ротора (рис. 3.13) та при різних значеннях величини зовнішнього діаметра робочих дисків (рис. 3.16).

У загальному випадку стоїть завдання щодо визначення кінематичних ( $k, i$ ) та геометричних ( $q, l$ ) коефіцієнтів подібності, які відображені у формулі (3.44).

Спочатку відпрацюємо варіант щодо визначення кінематичних коефіцієнтів подібності. Для цього розглянемо результати експериментів, які проводилися при однаковій конструкції проточної частини гідромлина, але при різних режимних параметрах, тобто при різних значеннях частоти обертання ротора машини. У такому випадку масштаб геометричної подібності необхідно взяти за одиницю, тобто  $\lambda = 1$ . Аналогічна ситуація стосується і відношення густини, оскільки робоче середовище було однаковим. Перелічені умови відповідають напірним



характеристикам, що зображені на рис. 3.13. По суті, на графіку зображені подібні криві, які описують подібні режими.

Для визначення коефіцієнтів  $k$  та  $i$  розглянемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^k, \\ \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^i. \end{cases} \quad (3.52)$$

У рівняннях значення  $H_1$ ,  $H_2$  та  $Q_1$ ,  $Q_2$  візьмемо з експериментального графіка.

Розглянемо варіант нульової точки ( $Q = 0$  м<sup>3</sup>/год), в якій для кожного режиму маємо конкретне значення напору. Запишемо ці дані у табличній формі (табл. 3.18).

Таблиця 3.18 – Експериментальні дані для кожного режиму при  $Q_1 = 0$  м<sup>3</sup>/год

Номер режиму	1	2	3	4	5
Частота обертання $n$ , об/хв	2000	2500	3000	3500	3900
Напір $H$ , м	14,6	21,6	31,3	40,5	51,2

Таким чином, система рівнянь (3.52) зведена до одного рівняння з однією невідомою, оскільки значення напорів та частот обертання відомі:

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^i. \quad (3.53)$$

З останнього рівняння коефіцієнт подібності  $i$  знаходимо як логарифм відношення відповідних напорів, в основі якого лежить відношення відповідних значень частот обертання:

$$i = \log_{\left(\frac{n_2}{n_1}\right)}\left(\frac{H_2}{H_1}\right). \quad (3.54)$$

Використовуючи дані, що наведені в табл. 3.18 та формулу (3.54), розглянемо всі можливі комбінації натурно-модельних характеристик при різних режимах. У результаті проведених розрахунків маємо такі значення (табл. 3.19):

Таблиця 3.19 –Результати розрахунків коефіцієнта подібності  $i$ 

Комбінація режимів	Відношення частот обертання	Відношення напорів	Значення коефіцієнта подібності $i$
1–2	1,25	1,48	1,76
1–3	1,50	2,14	1,88
1–4	1,75	2,77	1,82
1–5	1,95	3,50	1,88
2–3	1,20	1,44	2,00
2–4	1,40	1,88	1,88
2–5	1,56	2,37	1,94
3–4	1,17	1,29	1,62
3–5	1,30	1,64	1,89
4–5	1,11	1,26	2,2

Відсортуємо з ряду отриманих значень величини коефіцієнта подібності  $i$  ті значення, які явно випадають із загального ряду. До таких необхідно віднести  $\min$  та  $\max$  значення чисел, що є результатами розрахунків комбінацій режимів 3–4 та 4–5. Кінцеве значення коефіцієнта подібності  $i$  визначаємо як середнє арифметичне з отриманих чисел. Таким чином,  $i = 1,88$ . Отримане значення наближене до значення  $i_n = 2$ , що є справедливим для насосів.

Тепер визначимо кінематичний коефіцієнт подібності  $k$  відповідно до формули (3.52). Для цього знову-таки скористаємося графіком, що зображений на рис. 3.13. Знаючи рівняння кожної характеристики діаграми, що було відмічено раніше (пункт 3.5.2). Таким чином, маємо можливість визначити значення подачі для кожного режиму при такому напорі, що дорівнює нулю (табл. 3.20).

Таблиця 3.20 – Експериментальні дані для кожного режиму при  $H = 0$  м

Номер режиму	1	2	3	4	5
Частота обертання $n$ , об/хв	2000	2500	3000	3500	3900
Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /год	9,90	11,06	12,83	14,80	15,61

Розглядаючи систему рівнянь (3.52), отримаємо знову-таки, одне рівняння з однією невідомою, яку можемо визначити так:

$$k = \log \binom{n_2}{n_1} \left( \frac{Q_2}{Q_1} \right). \quad (3.55)$$

Оперуючи значеннями, що наведені в табл. 3.20, та останньою формулою (3.55), для кожної з можливої комбінації режимів визначимо величину коефіцієнта подібності  $k$  (табл. 3.21).

Таблиця 3.21 – Результати розрахунків коефіцієнта подібності  $k$

Комбінація режимів	Відношення частот обертання	Відношення подач	Значення коефіцієнта подібності $k$
1–2	1,25	1,12	0,51
1–3	1,50	1,30	0,65
1–4	1,75	1,49	0,71
1–5	1,95	1,58	0,68
2–3	1,20	1,16	0,80
2–4	1,40	1,34	0,87
2–5	1,56	1,41	0,77
3–4	1,17	1,15	0,89
3–5	1,30	1,22	0,76
4–5	1,11	1,05	0,47

Виділимо з ряду отриманих значень величини коефіцієнта подібності  $k$  ті, які явно випадають із загального ряду. Остаточне значення коефіцієнта подібності  $k$  визначаємо як середнє арифметичне з тих чисел, що залишились. Як результат маємо:  $k = 0,77$ . Бачимо, що значення  $k$  наближене до одиниці, яка має місце у випадку розглядання лопатевих насосів.

Таким чином, визначені кінематичні коефіцієнти подібності  $i = 1,88$  та  $k = 0,77$  для перерахунку за моделлю відповідно величин напору гідромлина та його подачі.

Зауважимо, що отриманий коефіцієнт подібності  $i = 1,88$  збігається з показником ступеня величини частоти обертання в залежності (3.41).

Отримавши значення кінематичних коефіцієнтів подібності  $k = 0,77$ ,  $i = 1,88$  та  $j = 2,89$  (згідно із записом (3.51)), маємо можливість для випадку, коли розглядається однакова конструкція проточної частини (тобто  $\lambda = 1$ ) та однакове робоче середовище (тобто  $\rho_1 = \rho_2$ ), записати формули модельного перерахунку БАГМ:

$$\begin{aligned}\frac{Q_2}{Q_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{0,77}, \\ \frac{H_2}{H_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{1,88}, \\ \frac{N_2}{N_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{2,89}.\end{aligned}\tag{3.56}$$

Для підтвердження достовірності отриманих результатів необхідним є проведення перевірки працездатності кінематичних коефіцієнтів подібності. Побудуємо відповідні характеристики для кожного з варіантів величини зовнішнього діаметра дисків, використовуючи для цього принципи модельного перерахунку (3.56). Потім проведемо накладання розрахованих характеристик на характеристики, що отримані експериментальним шляхом (рис. 3.3). Останній захід дасть змогу візуально спостерігати збіг або розбіжність характерних кривих. Крім того, до аналізу такої перевірки доречним буде провести розрахунок похибки між відповідними функціями.

Механізм побудови розрахункових характеристик полягає у такому. Візьмемо за натурний режим  $n_1 = 2000$  об/хв, характеристика якого має лінійний розподіл, що дає можливість чітко визначити для конкретного ряду значень подач відповідні значення напорів. Тоді розрахунок модельної характеристики для  $n_2 = 2500$  об/хв буде зводитися до перерахунку кожного значення подачі та визначення відповідного значення напору. Перерахунок буде проведено відповідно до формул (3.56). За отриманими розрахунковими точками будемо характеристику модельного режиму. Аналогічну дію проводимо для інших режимів (рис. 3.35).

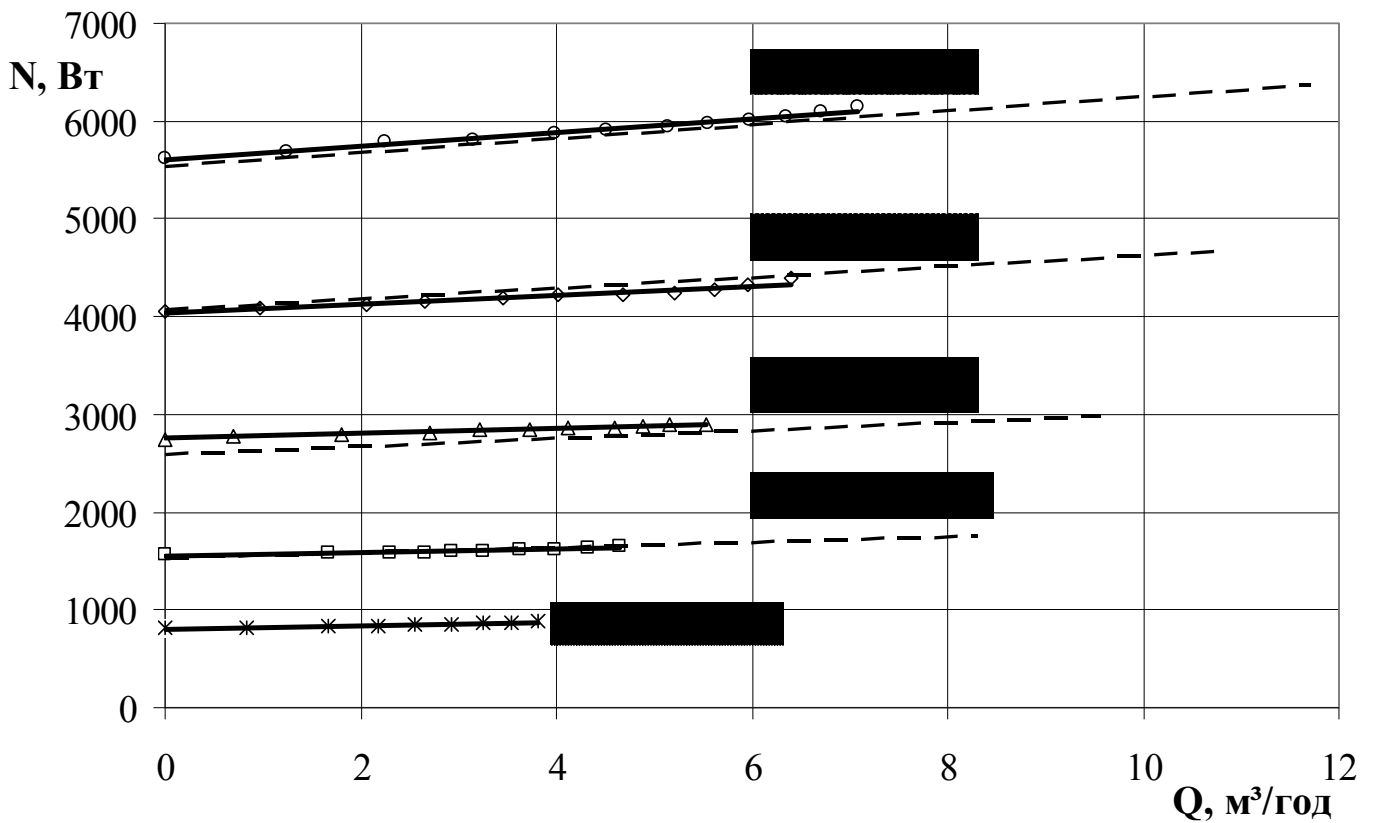


Рисунок 3.35 – Перевірка модельного перерахунку для функції  $N = f(Q)$  при різних  $n$

На графіку штриховою лінією показані перераховані модельні характеристики. З графіка можна бачити, що перераховані характеристики мають незначні відхилення відносно натурних.

Таке зіставлення характеристик дає змогу порівняти працездатність коефіцієнтів  $k = 0,77$  та  $j = 2,89$ . Відзначимо, що відносна похибка значень характерних точок лежить в інтервалі від 0,4 до 5,7 %. Останнє дає підстави вважати отримані коефіцієнти подібності адекватними.

Аналогічно, виконаємо порівняння напірних характеристик, що зображені на рис. 3.13, з характеристиками, що отримані шляхом модельного перерахунку за формулами 3.56. Зобразимо це на рис. 3.35. У наведеному випадку порівнюємо спільне використання коефіцієнтів подібності  $k = 0,77$  та  $i = 1,88$ .

Визначимо чисельне значення граничної відносної похибки перерахованих напору та потужності за такими формулами:

$$\delta H = \pm \frac{H_2 - H_1}{H_1} \cdot 100 \%, \quad (3.57)$$

$$\delta N = \pm \frac{N_2 - N_1}{N_1} \cdot 100 \%. \quad (3.58)$$

Значення  $N_1$  визначаємо для кожної точки відповідної подачі за допомогою функції, яка описує експериментальну характеристику. А значення  $N_2$  визначаємо шляхом модельного перерахунку відносно  $N_1$  на тих самих відповідних значеннях подачі. Такий підхід використовуємо для кожного з режимів.

У результаті підрахунків за формулами (3.57) та (3.58) виявилось, що в полі робочих подач гідромлина гранична відносна похибка як для напору, так і для потужності лежить у межах від 0,4 до 5,4 %.

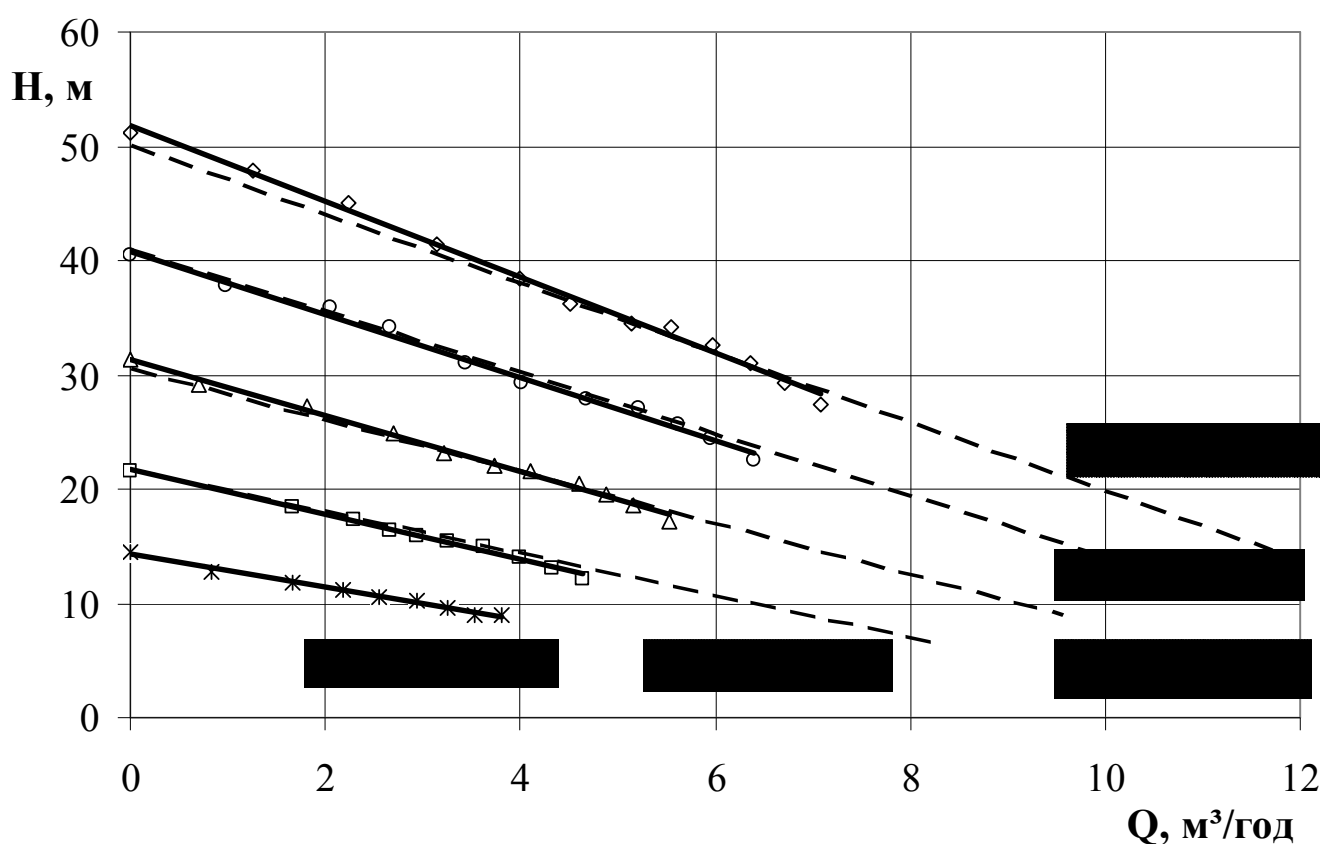


Рисунок 3.36 – Перевірка достовірності модельного перерахунку для функції

$$H = f(Q) \text{ при різних } n$$

Застосуємо аналогічний підхід для визначення геометричних коефіцієнтів подібності ( $q$  та  $l$ ), які відображені у формулі (3.44). Для цього скористаємося результатами фізичного експерименту, в якому проводилися дослідження при однаковому значенні частоти обертання ( $n_1 = n_2 = 3000$  об/хв), але при різних величинах зовнішнього діаметра робочих дисків. Крім того, виконувались умови геометричної подібності, що передбачають рівність характерних кутових розмірів та

пропорційність лінійних, останнє забезпечено рівністю для всіх варіантів величин відносної висоти зубців ( $\bar{b} = 0,1842$ ) та відносного зазору між робочими дисками ( $\bar{h} = 5,26 \cdot 10^{-3}$ ). Напірні характеристики, що відповідають описаним умовам, зображені на рис. 3.16.

Для знаходження кількісного значення коефіцієнтів  $q$  та  $l$  розглянемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{Q_2}{Q_1} = \lambda^q, \\ \frac{H_2}{H_1} = \lambda^l. \end{cases} \quad (3.59)$$

У рівняннях величини  $H$  та  $Q$  мають відомі значення, які візьмемо з експериментального графіка. Розглянемо нульову точку ( $Q = 0$  м<sup>3</sup>/год), в якій для кожного значення величини зовнішнього діаметра робочого диска маємо конкретне значення напору. Запишемо ці дані у табл. 3.22.

Таблиця 3.22 – Експериментальні дані для кожного режиму при  $Q_1 = 0$  м<sup>3</sup>/год

Номер режиму	1	2	3	4	5	6
Діаметра робочого диска $D$ , м	130	150	160	170	180	190
Напір $H$ , м	18,34	22,3	25,82	27,1	30,77	32,06

Таким чином, система рівнянь, що зведена до запису (3.59), набере вигляду рівняння з однією невідомою, оскільки значення напорів та величини зовнішніх діаметрів відомі:

$$\frac{H_2}{H_1} = \lambda^l. \quad (3.60)$$

Коефіцієнт подібності  $l$  знаходимо з останнього рівняння, взявши, що  $\lambda = \frac{D_2}{D_1}$ , маємо:

$$l = \log_{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \left( \frac{H_2}{H_1} \right). \quad (3.61)$$

Використовуючи дані, що наведені в табл. 3.22, та формулу (3.61), розглянемо всі можливі комбінації натурно-модельних характеристик при різних значеннях діаметра. У результаті проведених розрахунків маємо такі значення (табл. 3.23).

Таблиця 3.23 – Результати розрахунків коефіцієнта подібності  $l$

Комбінація режимів	Відношення діаметрів дисків	Відношення напорів	Значення коефіцієнта подібності $l$
1–2	1,1538	1,2226	1,40
1–3	1,2307	1,4156	1,67
1–4	1,3077	1,4857	1,47
1–5	1,3846	1,6870	1,60
1–6	1,4615	1,7577	1,48
2–3	1,0667	1,1578	2,69
2–4	1,1333	1,2152	1,55
2–5	1,2000	1,3798	1,76
2–6	1,2667	1,4377	1,53
3–4	1,0625	1,0496	0,79
3–5	1,1250	1,1917	1,48
3–6	1,1875	1,2417	1,25
4–5	1,0588	1,1354	2,22
4–6	1,1176	1,1830	1,51
5–6	1,0556	1,0419	0,75

Відсортуємо з ряду отриманих значень величини коефіцієнта подібності  $l$  ті значення, які явно випадають із загального ряду. Визначаємо числове значення коефіцієнта подібності  $l$  як середнє арифметичне з ряду чисел. Отримуємо, що  $l = 1,45$ , що є досить близьким стосовно відповідної величини для динамічних насосів, де  $l_n = 2$ .

Наступним кроком є визначення геометричного коефіцієнта подібності  $q$  за



допомогою системи (3.59) та комплексу характеристик, що наведений на рис. 3.16. З останнього знайдемо значення подачі для кожної характеристики, що відповідає кожному варіанту зміни величини діаметра диска. Для цього розглянемо варіант при напорі, що дорівнює нулю (табл. 3.24).

Таблиця 3.24 – Експериментальні дані для кожного режиму при  $H = 0$  м

Номер режиму	1	2	3	4	5	6
Діаметра робочого диска $D$ , м	130	150	160	170	180	190
Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /год	19,15	15,90	17,94	17,30	15,91	16,23

Для визначення коефіцієнта подібності  $q$ , виходячи з формули (3.59), за умовою, що напір дорівнює нулю, можемо записати такий вираз:

$$q = \log_{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \left( \frac{Q_2}{Q_1} \right). \quad (3.62)$$

Використовуючи дані, що наведені в табл. 3.24, та формулу (3.62), проведемо розрахунок шуканої величини для кожної з комбінацій режимів, що відображено в табл. 3.25.

Таблиця 3.25 – Результати розрахунків коефіцієнта подібності  $q$

Комбінація режимів	Відношення діаметрів дисків	Відношення подачі	Значення коефіцієнта подібності $q$
1	2	3	4
1–2	1,1538	0,8304	-1,2991
1–3	1,2307	0,9371	-0,3130
1–4	1,3077	0,9033	-0,3791
1–5	1,3846	0,8308	-0,5696
1–6	1,4615	0,8477	-0,4354
2–3	1,0667	1,1285	1,8722
2–4	1,1333	1,0879	0,6733

Продовження таблиці 3.25

1	2	3	4
2–5	1,2000	1,0005	0,0027
2–6	1,2667	1,0208	0,0871
3–4	1,0625	0,9640	-0,6048
3–5	1,1250	0,8866	-1,0219
3–6	1,1875	0,9046	0,5834
4–5	1,0588	0,9197	-1,4651
4–6	1,1176	0,9383	-0,5728
5–6	1,0556	1,0203	0,3714

Знаходимо усереднене значення коефіцієнта подібності  $q$ . Так,  $q = -0,24$ . Знайдене значення відрізняється від відповідного коефіцієнта подібності для динамічних насосів  $q_n = 3$ .

У результаті проведених розрахунків маємо можливість однозначно записати формулу (3.44), яка повною мірою адаптована до машини, що досліджується. Таким чином, отримуємо:

$$\begin{aligned} \frac{Q_2}{Q_1} &= \lambda^{-0,24} \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^{0,77}, \\ \frac{H_2}{H_1} &= \lambda^{1,45} \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^{1,88}, \\ \frac{N_2}{N_1} &= \lambda^{3,32} \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^{2,89} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}. \end{aligned} \quad (3.63)$$

Для перевірки адекватності отриманих геометричних та кінематичних коефіцієнтів подібності виконаємо порівняння характеристик, отриманих фізичним експериментом (рис. 3.6 і рис. 3.16) та шляхом модельного перерахунку за формулами (3.63). Спочатку розглянемо залежності потужності гідромлина від подачі. Для цього накладемо перераховані характеристики на рис. 3.6, що показано на рис. 3.37.

Аналогічну послідовність дій проведемо для будування графіка, що

відображає адекватність застосування модельного перерахунку для функції напору гідромлина від подачі (рис. 3.38).

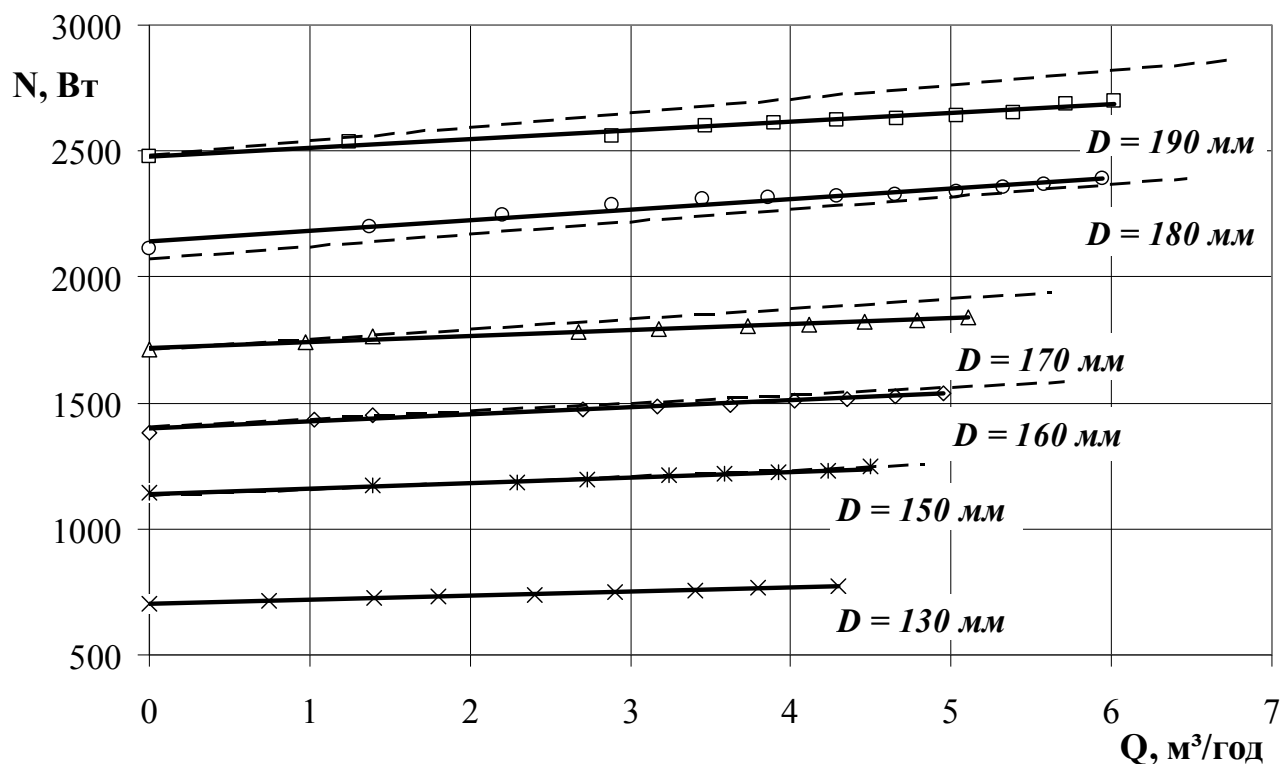


Рисунок 3.37 – Перевірка модельного перерахунку для функції  $N=f(Q)$  при різних  $D$

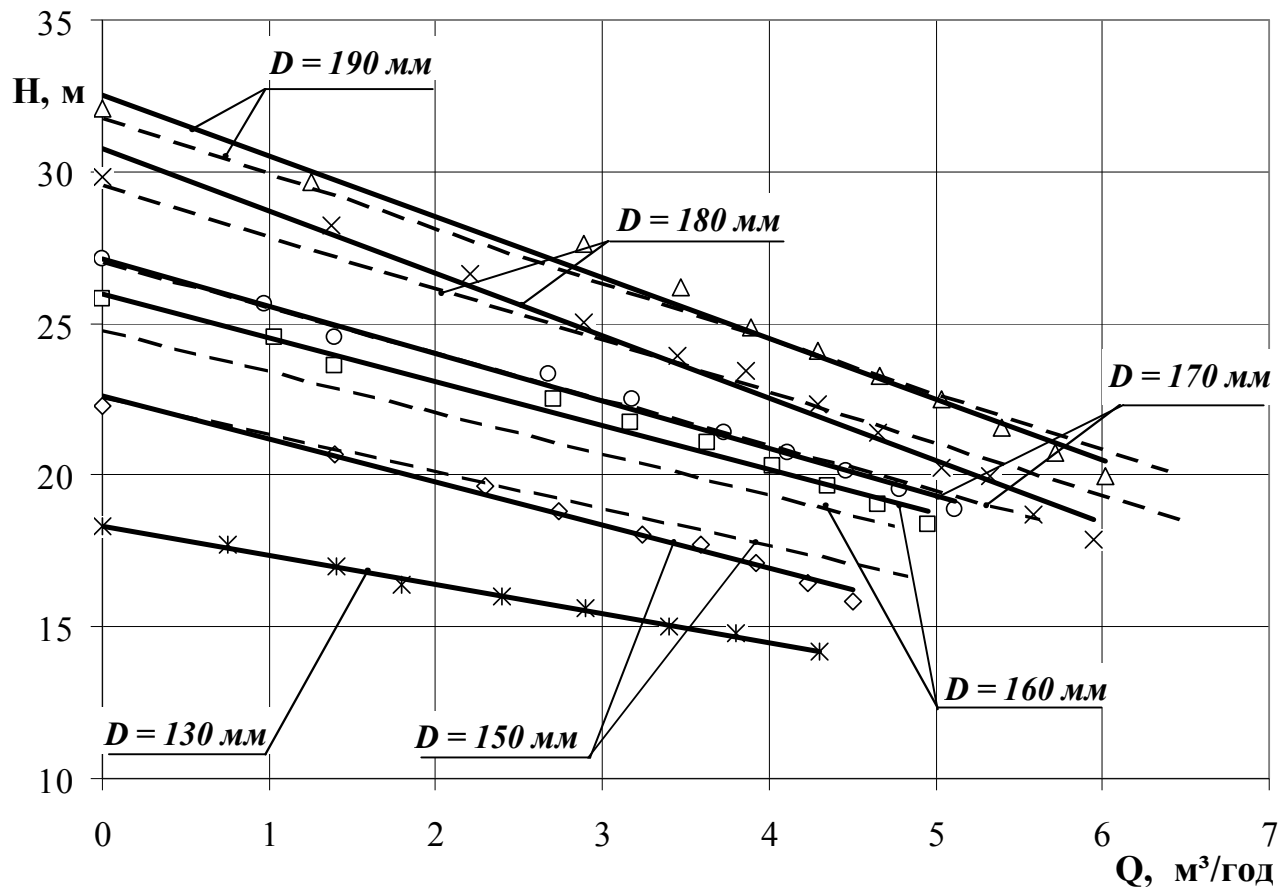


Рисунок 3.38 – Перевірка модельного перерахунку для функції  $H=f(Q)$  при різних  $D$

В обох варіантах перевірки за натурну характеристику брали характеристику, що відповідає діаметру диска  $D = 130$  мм.

Відносна похибка значень характерних точок визначена за формулами (3.57) та (3.58). У результаті отримані значення похибок знаходяться в інтервалі від 0,6 до 6,8 %, що дає підстави вважати отримані коефіцієнти подібності адекватними.

Виходячи з вищеописаного, робимо висновок. Для гідромлина, який досліджується, справедливо застосовувати принципи модельного перерахунку, який використовується для лопатевих динамічних насосів. За допомогою експериментальних даних було проведено уточнення коефіцієнтів модельного перерахунку. Адекватність модельного перерахунку відносно гідромлина було підтверджено шляхом перевірки та визначенням граничної відносної похибки.

### 3.11 Висновки

1. Шляхом проведення однофакторного фізичного дослідження на однофазному робочому середовищі отримано залежність величин потужності та напору від величини подачі гідромлина при різних комбінаціях факторів варіювання.

2. У результаті аналізу отриманих енергетичних характеристик виявлено лінійні закони залежності потужності та напору від подачі.

3. Шляхом аналізу отриманих енергетичних характеристик встановлено залежність потужності та напору від величин факторів варіювання, до яких відносять як конструктивні, так і режимні параметри. Визначено, що величина потужності гідромлина пропорційна  $n^{2,89}$  і  $D^{3,32}$  та лінійно залежить від  $z$  і  $h$ , у той час як величина напору гідромлина пропорційна  $n^{1,88}$  і  $D^{1,45}$  та лінійно залежить від  $z$  і  $h$ .

4. У результаті аналітичної обробки отриманих залежностей енергетичних показників машини від параметрів впливу встановлено, що:

- силове навантаження з боку робочого середовища на один зубець роторного диска зменшується при збільшенні їх загальної кількості до 16 штук, а при подальшому збільшенні кількості зубців навантаження на них майже не

змінюється;

- величина потужності від значення величини зазору між статорним та роторним робочими дисками майже не змінюється;

- при збільшенні загальної кількості зубців на роторному диску до кількості 16 шт, питомий напір, що створюється одним зубом, зменшується, після подальшого збільшення кількості зубів величина питомого напору майже не змінюється;

- при збільшенні величини зазору між робочими дисками до 2 мм величина напору підвищується, при подальшому збільшенні зазору напір не змінюється.

5. Шляхом комплексного аналізу отриманих залежностей проведено уточнення математичної моделі БАГМ, яка описує не лише залежність величини потужності, але й залежність величини напору від ряду параметрів.

6. Шляхом аналітичної обробки результатів проведеного експериментального дослідження з використанням методики планування багатофакторного експерименту встановлено залежності коригувальних коефіцієнтів потужності  $K_N$  та напору  $K_H$  від конструктивних параметрів, які використовувались як фактори варіювання.

7. У результаті комплексної обробки результатів фізичного дослідження гідромлина на одно- та двофазному робочих середовищах запропоновано підхід до визначення енергетичного балансу БАГМ.

8. Шляхом аналізу отриманої моделі робочого процесу БАГМ запропоновано варіант застосування модифікованого коефіцієнта подібності Ейлера для реалізації можливості виконання модельного перерахунку характеристик потужності агрегату.

9. Шляхом аналітичної обробки результатів фізичного експерименту отримані значення коефіцієнтів для модельного перерахунку величин напору та подачі гідромлина.

## РОЗДІЛ 4

### ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ БАГМ

#### **4.1 Розроблення методики проектування проточної частини БАГМ, що орієнтований на приготування зернового замісу в спиртовому виробництві**

Говорячи про методику проектування машин багатофункціонального призначення, необхідно розуміти, що сфера застосування їх досить широка та визначається рядом технологічних процесів, у яких необхідно комбінувати процеси подрібнення, перемішування, підігріву та перекачування. Названі технологічні процеси можуть істотно відрізнятися один від одного залежно від того, який із внутрішніх його процесів є доміантним.

Раніше було відмічено, що БАГМ орієнтований на застосування його в технологічних лініях, у яких основним є процес подрібнення, а інші виконують роль допоміжних. Навіть при такому звуженні напрямку застосування багатофункціонального агрегату, існують значні відмінності різних технологічних процесів, у яких першочерговим є подрібнення. Доказом останнього слугуватиме перелік виробництв, що мають зазначені процеси, – це спиртове виробництво, технології кормоприготування у тваринництві (продукт – зерновий заміс); паливно-енергетичний комплекс (продукт – водовугільна суміш); хімічна промисловість (продукт – біодобавки, пігменти, суспензії); нафтопереробна промисловість (продукт – підготовлений для викачування з вакуумної колони гудрону); цукрове виробництво (продукт – активоване вапно) тощо.

Таким чином, запропонувати загальну методику проектування БАГМ, яка б охопила весь можливий спектр застосування гідромлинів, є досить широким завданням.

У рамках цієї роботи розроблена методика проектування гідромлинів, що орієнтовані на приготування зернових замісів, у технологічній лінії спиртового виробництва на зерновій сировині.

Початковим етапом у розробленні методики проектування БАГМ є визначення основних принципів, які формують умови проектування гідромлинів.

Першочерговою умовою, від якої відштовхується будь-яке проектування, – це технічне завдання, яке окреслює певні межі та формує розуміння можливих варіантів рішення. Для випадку спиртового виробництва на етапі приготування зернового замісу можна сформулювати такі завдання, що висуваються перед гідромлином. Насамперед до них необхідно віднести:

- забезпечення необхідної якості зернового замісу;
- виконання необхідної величини продуктивності,  $Q \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- реалізація заданої величини напору  $H, \text{ м}$ ;
- величина частоти обертання ротора гідромлина  $n, \text{ об/хв}$ .

Виходячи з останнього, маємо достатні передумови для формулювання наступних принципів проектування БАГМ для заданих умов:

- на першому етапі, оперуючи результатами узагальнення, що отримані шляхом обробки ряду експериментальних матеріалів, пропонується певне конструктивне виконання деяких елементів проточної частини гідромлина. Застосування таких рекомендацій забезпечить виконання умови необхідного рівня якості готового продукту;

- на другому етапі, виходячи з умов забезпечення необхідної продуктивності, виконаємо розрахунок напору машини шляхом застосування розрахункової формули (3.41). Варіювання зовнішнім діаметром робочих дисків дозволить вийти на необхідне значення величини напору;

- на третьому етапі визначимо величину потужності формування робочого процесу гідромлина, використовуючи для цього розрахункову формулу, що входить до моделі робочого процесу БАГМ (3.40). Зауважимо, що для розрахунку на цьому етапі всі необхідні складові наявні.

- на четвертому етапі визначаємо величину повної потужності гідромлина. Для цього до величини потужності робочого процесу необхідно додати величину потужності на подрібнення, що визначається як відсоткова частка потужності робочого процесу. Формування останньої умови базується на рекомендаціях, що пов'язані з характером робочої гідросуміші.

Наведемо основні рекомендації щодо вибору геометричних параметрів

проточної частини гідромлина. У ході поведеної роботи для приготування зернового замісу було отримано широкий ряд даних, на базі яких сформульовані певні рекомендації. Так, для забезпечення якості зернового замісу, що регламентовані технічними умовами технологічного процесу спиртового виробництва, можемо виділити такі конструктивні параметри проточної частини БАГМ (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Рекомендації щодо конструктивних параметрів проточної частини БАГМ

Конструктивний параметр	Рекомендоване значення (діапазон)	Умови формування величини
1	2	3
Кут робочої частини диска $\alpha$ , град.	5	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Визначений з умови безперешкодного потрапляння в міждисківий простір проточної частини машини зерна, розмір якого характерний більшості злакових культур, що використовуються у спиртовому виробництві.</li> <li>2. Забезпечує поступове зменшення міждисківого простору, що дозволяє зменшувати розмір частинок зерна</li> </ol>
Кут площини зуба, що визначає його глибину $\beta$ , град.	13	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Реалізує виконання умови попереднього параметра.</li> <li>2. Забезпечує поступове зменшення об'єму робочого простору зуба, що також дозволяє поступово зменшувати розмір частинок зерна</li> </ol>
Кут між площиною кромки зуба та площиною неробочої поверхні диска $\gamma$ , град.	90	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Забезпечує необхідну вихрову структуру робочого процесу.</li> <li>2. Визначає шлях руху твердої частинки в міждисківому просторі проточної частини гідромлина.</li> <li>3. Впливає на час перебування твердої частинки в міждисківому просторі, що впливає на інтенсифікацію процесу подрібнення.</li> <li>4. Формує умови для забезпечення достатнього рівня гомогенізації робочого середовища, що визначає необхідний рівень однорідності гранулометричного складу готового продукту.</li> </ol>



Продовження таблиці 4.1

1	2	3
		<p>5. Впливає на величину напору гідромлина.</p> <p>6. Реалізує умови для проведення гідродинамічного подрібнення в області наближеної до виходу з проточної частини машини</p>
<p>Зазор між дисками</p> <p><math>h, \times 10^{-3} \text{ м}</math></p>	0,5–0,9	<p>1. Виконує функцію сепаратора з проточної частини гідромлина, що дозволяє формувати необхідне значення величини дрібнодисперсності гранулометричного складу готового продукту.</p> <p>2. Не повинен призводити до забивання проточної частини машини</p>
<p>Відносна висота зубців</p> <p><math>\bar{b}</math></p>	0,2105–0,2632	<p>1. Формує висоту міждискового простору.</p> <p>2. Визначає час перебування твердої частинки в міждисковому просторі, що впливає на інтенсифікацію процесу подрібнення</p>
<p>Коефіцієнт зубців</p> <p><math>k_z, \times 10^{-3} \text{ м}^{-1}</math></p> <p><math>(k_z = z/D)</math></p>	0,084	<p>1. Формує необхідну кількість зубців на робочій поверхні дисків залежно від його зовнішнього діаметра.</p> <p>2. Забезпечує необхідну вихрову структуру робочого процесу.</p> <p>3. Забезпечує необхідну інтенсифікацію процесу подрібнення, що реалізується необхідною кількістю механічних контактів кромки зуба з твердим включенням.</p> <p>4. Впливає на величину напору гідромлина.</p> <p>5. Формує дрібнодисперсність та гомогенність готового продукту</p>

Таким чином, визначивши принципи розроблення методики проектування БАГМ та маючи певний набір конкретних рекомендацій, можемо запропонувати алгоритм проведення проектування проточної частини гідромлина для реалізації етапу приготування зернового замісу в спиртовому виробництві. Подамо пропоновану методику у вигляді блок-схеми алгоритму розв'язання поставленої задачі в загальному вигляді (рис. 4.1).

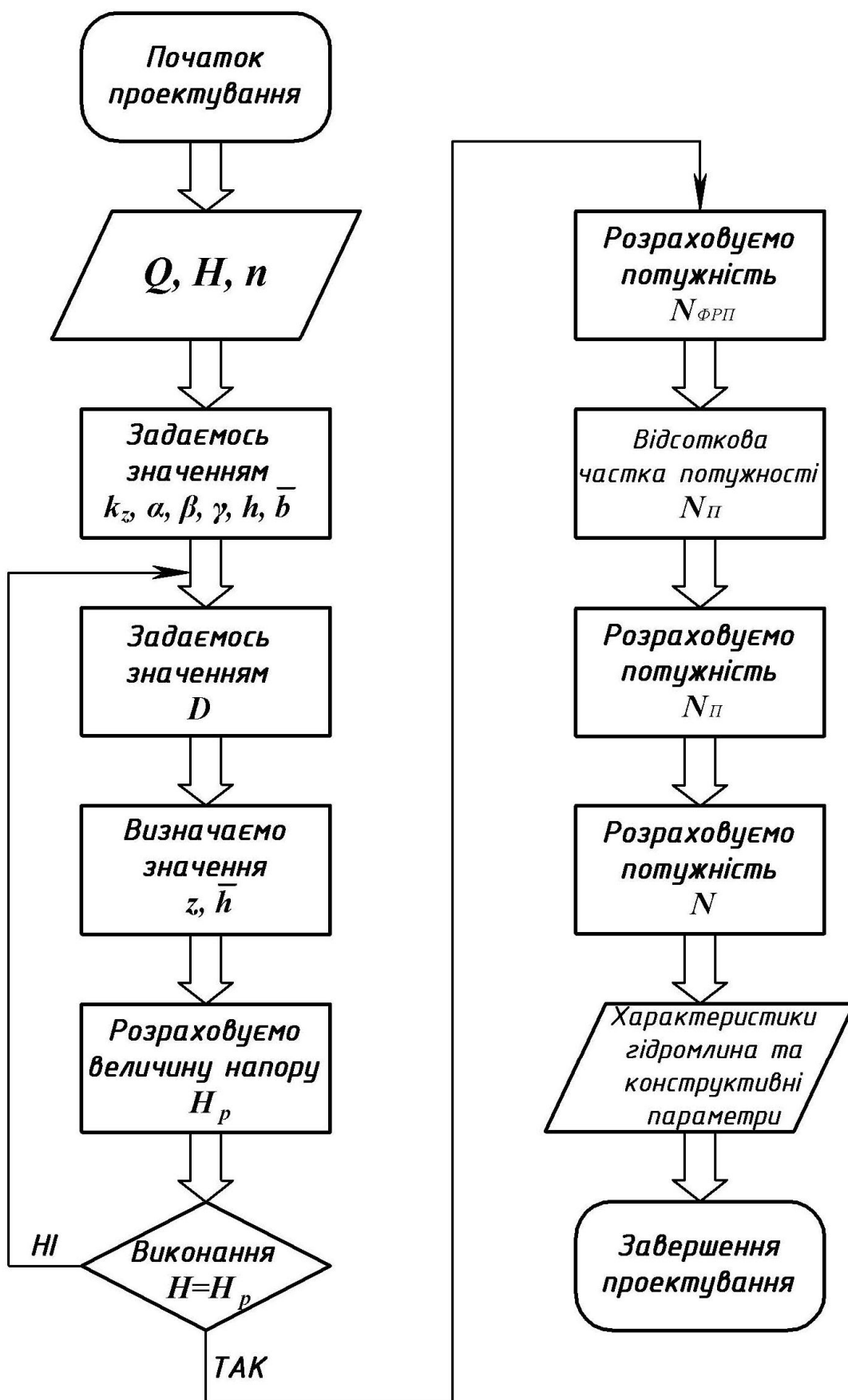


Рисунок 4.1 – Блок-схема методики проектування БАГМ для спиртового виробництва

## 4.2 Впровадження БАГМ у технологічну лінію виробництва спирту

Реалізація положень наукового дослідження була здійснена під час модернізації лінії підготовки зернового замісу на спиртовому заводі.

Для потреб спиртового виробництва виготовлений промисловий зразок, потужністю 75 кВт (рис. 4.2 а). Ця машина була включена в технологічну лінію виробництва спирту на етапі приготування зернового замісу на базі ДП "Сумиспирт", с. Стецьківка Сумського району. Визначення конструктивних параметрів проточної частини БАГМ здійснювалося згідно з приведеною вище методикою розрахунку (рис. 4.1). Зовнішній вид роторного робочого диска наведено на рис. 4.2 б.

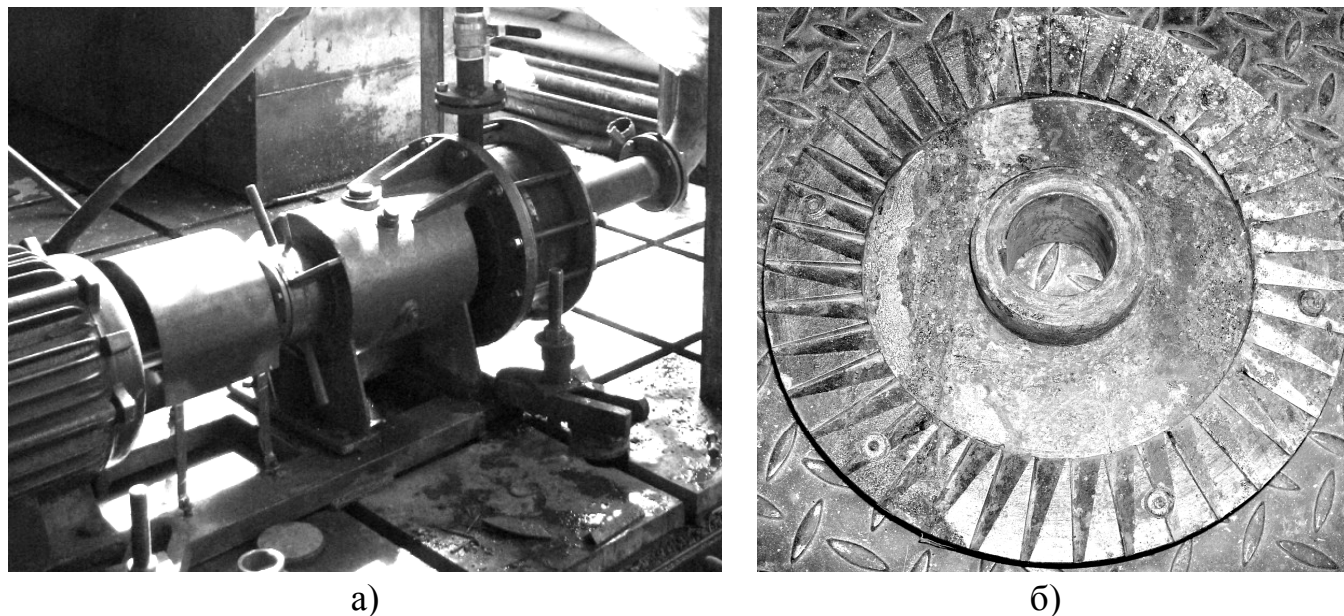


Рисунок 4.2 – Промисловий зразок БАГМ:

а) загальний вигляд гідромлина; б) фото роторного робочого диска

Відмітимо, що приготовлений на гідромлині зерновий заміс відповідає необхідним нормам якості, що підтвердила лабораторія заводу. Так, зразок отриманого продукту був пропущений через лабораторне сито з отворами діаметром 1 мм. У результаті зафіксовано стовідсоткове проходження зернового замісу. Після чого зразок замісу пропустили через лабораторне сито з отворами діаметром 0,8 мм. У цьому випадку прохідність продукту становила 85 %. Отримані результати справедливі для різних видів злакових культур, а саме пшениця та кукурудза.

Запропоновано схему модернізації лінії технологічного процесу на етапі

приготування зернового замісу (рис. 4.3 б). Пропонований варіант впровадження БАГМ у технологічну лінію виробництва спирту може бути застосований до будь-якої схеми безперервного розварювання. Модернізований варіант дозволяє повною мірою реалізувати принцип багатофункціональності машини. Тобто здійснюється заміна молоткової дробарки 5, змішувача-передрозварника 6 і насоса 7 (рис. 4.3 а) на один багатофункціональний гідромлин 5 (рис. 4.3 б). Крім того, можна знизити температуру підігріву води на 10 °С, з якою перемішується крупа в змішувачі-передрозварнику. Останнє базується на тому, що одна з функцій гідромлина – це підігрів робочого середовища. Потрібно відзначити, що модернізована лінія займає менший робочий простір. До того ж для обслуговування модернізованої технологічної лінії потрібна менша кількість робочого персоналу.

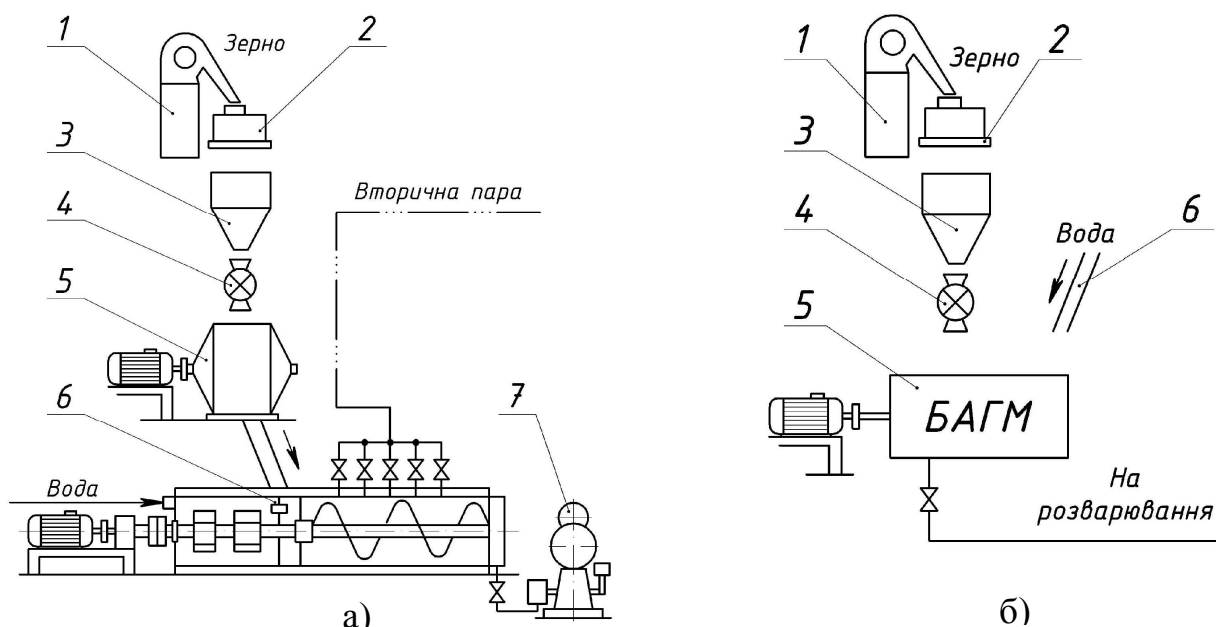


Рисунок 4.3 – Схема технологічної лінії на етапі приготування зернового замісу:  
 а) існуюча; б) модернізована

Впровадження гідромлина у виробництво етилового спирту на етапі приготування зернового замісу дозволило отримати економічний ефект.

Для зіставлення двох варіантів технологічної лінії використаємо за критерій порівняння величину питомого енергоспоживання ( $\bar{N}$ , кВт/т). Іншими словами, це величина кількості електроенергії, яку необхідно затратити, щоб приготувати одну тону зернового замісу. Виконаємо порівняння шляхом подання значень зазначеної величини у табличному вигляді (табл. 4.2.)

Таблиця 4.2 – Порівняння величини питомого енергоспоживання

Варіант технологічної лінії	Базова схема	Базова схема із сушінням сировини	Модернізована схема
Величина питомого енергоспоживання $\bar{N}$ , кВт/т	12,5	22,5	7,5

Як бачимо з наведеної таблиці, для базової схеми величина питомого енергоспоживання дорівнює 12,5 кВт/т, для схеми із сушінням сировини це 22,5 кВт/т. У випадку пропонованої схеми маємо 7,5 кВт/т, що на 40 % нижче відносно базового варіанта та в 3 рази менше щодо схеми із застосуванням попереднього сушки сировини. Відмітимо, що в наведеному порівнянні використовуються лише затрати, що пов'язані з використанням електроенергії.

Таким чином, впровадження БАГМ у виробництво етилового спирту призводить до суттєвого зниження енерговитрат на етапі приготування зернового замісу. Останнє підтверджується таким переліком:

- зменшуються витрати електроенергії на етапі приготування зернового замісу на 40 %;
- виключені енерговитрати, що були пов'язані з попереднім сушінням сировини;
- підвищується однорідність та дрібнодисперсність зернового замісу, що призводить до зниження енерговитрат на етапі зброджування браги та зменшення часу проведення процесу;
- зменшується робочий простір, що необхідний для обладнання на етапі приготування зернового замісу у 3 рази;
- зменшується кількість обслуговуючого персоналу на етапі приготування зернового замісу.

### **4.3 Реалізація гідроподрібнення для кормоприготування у сільському господарстві**

Одним із вдалих досвідів науково-практичної діяльності кафедри ПГМ СумДУ з промисловцями є робота пов'язана зі співпрацею двох досить великих підприємств. Це Тростянецька шоколадна фабрика ЗАТ «Крафт Фудз Україна» та агрокомплекс ЗАТ «Маяк», с. Боромля.

Завдяки практичному підходу керівництва з боку цих підприємств між ними було досягнуто взаємовигідні умови економічного характеру для їх подальшої співпраці. Одним із завжди існуючих питань будь-якого підприємства є утилізація відходів та браку виробництва. Стосовно фабрики ЗАТ «Крафт Фудз Україна» до елементів браку відносять: продукт попереднього очищення технологічної лінії; продукт, який не відповідає показникам якості; готовий продукт з елементами браку геометричної форми тощо. Вирішувалося питання утилізації браку шляхом транспортування такого продукту на комбікормовий завод, що знаходиться на значній відстані. Звичайно затрати, пов'язані із транспортуванням та з можливістю включення такого продукту в процес кормоприготування, покладені повною мірою на фабрику.

З метою зниження витрат на утилізацію та транспортування браку було прийнято рішення щодо їх перероблення безпосередньо в ЗАТ «Маяк» шляхом гідродинамічного подрібнення разом із зерновими культурами. Реалізація названого процесу реалізовувалася дослідним зразком БАГМ. Пропорція гідромодуля вхідного продукту становила 3:1 (рідина до твердої фази). У результаті отримуємо рідкі кормові суміші. Отримані практичні результати повною мірою задовольнили потреби агрокомплексу в даному питанні. Отриманий за допомогою гідромлина продукт відповідає очікуваним сподіванням з боку представників агрокомплексу відносно норм якості.

Відмітимо ще один напрямок застосування БАГМ для потреб сільськогосподарських підприємств. Це приготування рідких кормових сумішей на основі збалансованих зернових раціонів.

Так, на базі агрокомплексів ЗАТ «Маяк», ПП «Влад», ПП «Штефан» було

впроваджено гідромлин циклічного принципу дії, який поданий на рис. 4.4. У результаті отримано продукт, який повною мірою задовольнив необхідні вимоги.

Виходячи з досвіду використання ТГА, що призначений для приготування соєвої пасти, було розроблено типорозмірний ряд гідромлинів циклічного принципу дії (табл. 4.3), що орієнтовані на приготування рідких кормових сумішей.

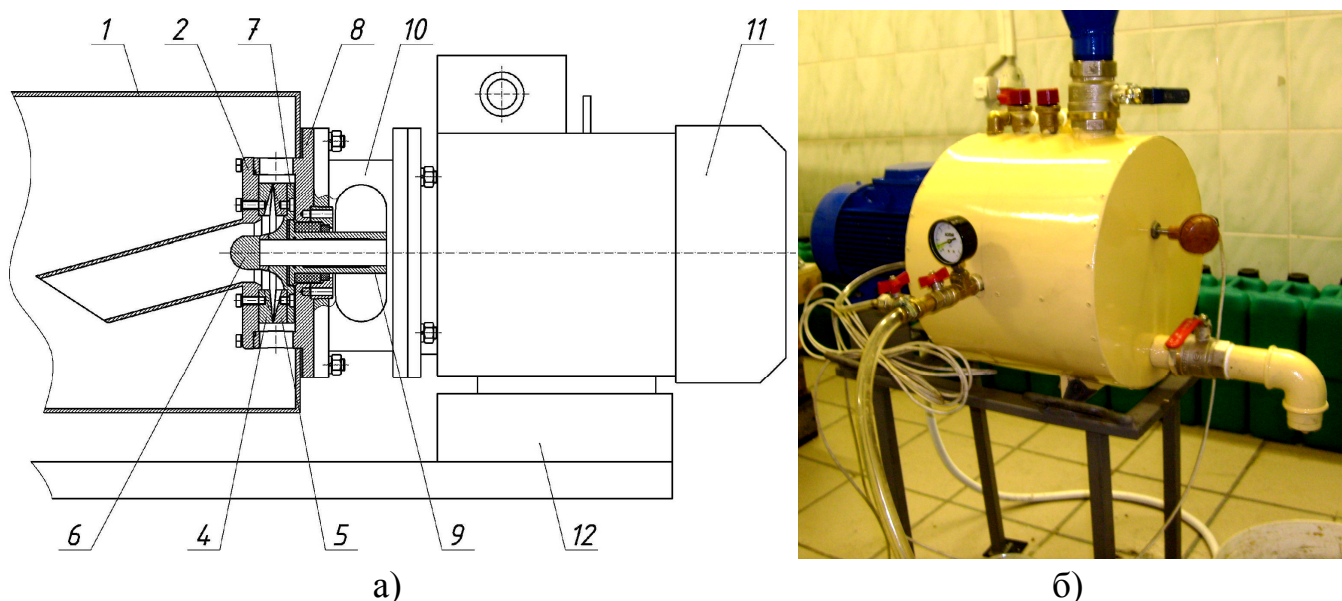


Рисунок 4.4 – БАГМ циклічної дії: а) конструктивна схема; б) фото пілотного зразка

Таблиця 4.3 – Параметри типорозмірного ряду БАГМ для кормоприготування

Параметр	Типорозмір			
	БАГМ-1М	БАГМ-1	БАГМ-2	БАГМ-3
Номінальна потужність, кВт	3,0	7,5	15	30
Напруга електричної мережі, В	220	380		
Частота струму електричної мережі, Гц	50			
Частота обертання, об/хв	3000			
Об'єм резервуара, л	20	50	100	200
Габаритні розміри, м	0,9×0,6×0,5	1,3×0,8×0,9	1,7×0,7×2,1	1,7×1,0×2,3
Тривалість циклу готування, хв	30			
Рекомендована температура обробки, °С	60			
Кількість обслуговуючого персоналу	1			

Наведений приклад із перероблення браку виробництва кондитерської фабрики є окремим випадком використання вторинної сировини. Такий підхід є наочним прикладом ресурсозберігаючих заходів, які набувають все більшого та популярнішого використання в усіх сферах народного господарства. Таким чином, проведена робота розкриває нові сфери застосування для процесу гідроподрібнення. Це надихає на подальшу роботу в розширенні напрямків використання процесу гідроподрібнення.

#### **4.4 Впровадження БАГМ у технологічну лінію виробництва біодобавок**

Наступною, дещо специфічною, сферою використання БАГМ є технологія виробництва ліквіфос-стронгу. Це продукт хіміко-біологічної галузі, який досить широко використовується як добавки у тваринництві. Технологія виробництва зазначеного продукту полягає у розчиненні у водному середовищі таких сипучих компонентів, як оксид цинку, оксид заліза, міді тощо. При цьому масове співвідношення твердої фази та води становить 1:2. Специфіка компонентів вимагає застосування ефективних змішувальних пристроїв внаслідок їх низької розчинності у воді. Після приготування базового розчину до нього додається до 50 % за масою концентрованої ортофосфорної кислоти. На початковій стадії активно відбувається хімічна реакція зі значним виділенням теплоти (розігрівання робочого середовища впродовж 10 хв сягає 90–100 °С). У процесі технологічного процесу спостерігається часткове коксування продукту. Центри кристалізації на початковій стадії свого формування мають структуру, що досить легко зруйнувати без суттєвих наслідків для нормального проходження подальшого процесу. Таким чином, виникає необхідність у спеціальному пристрої, який виконує функції гідроподрібнення. Якщо ж своєчасно не виконати руйнування зазначеної структури, то це призводить швидкої кристалізації продукту. Цей процес супроводжується утворенням на стінках технологічного обладнання досить міцного осаду. І, як наслідок, відбувається зрив процесу виробництва в цілому. При вдалому проходженні хімічної реакції готовий продукт викачується до ємностей відділу фасування.

За таких умов проходження технологічного процесу до обладнання висувають



такі вимоги:

- ефективність змішування компонентів на початковій стадії;
- можливість дозованої подачі ортофосфорної кислоти;
- ефективне змішування основного розчину з кислотою з метою зниження ймовірності утворення кристалів;
- можливість подрібнення кристалів, які утворюються в робочому середовищі;
- можливість викачування готового продукту до ємності відділу фасування.

Такі передумови дали можливість запропонувати використання БАГМ для технології приготування біодобавок.

Спільно з ТОВ «Біохем ЛТД» була реалізована спроба використання гідромлина в технологічній лінії приготування ліквіфос-стронгу. Принципова гідравлічна схема технологічної лінії ліквіфос-стронгу та її фото наведені на рис. 4.5.

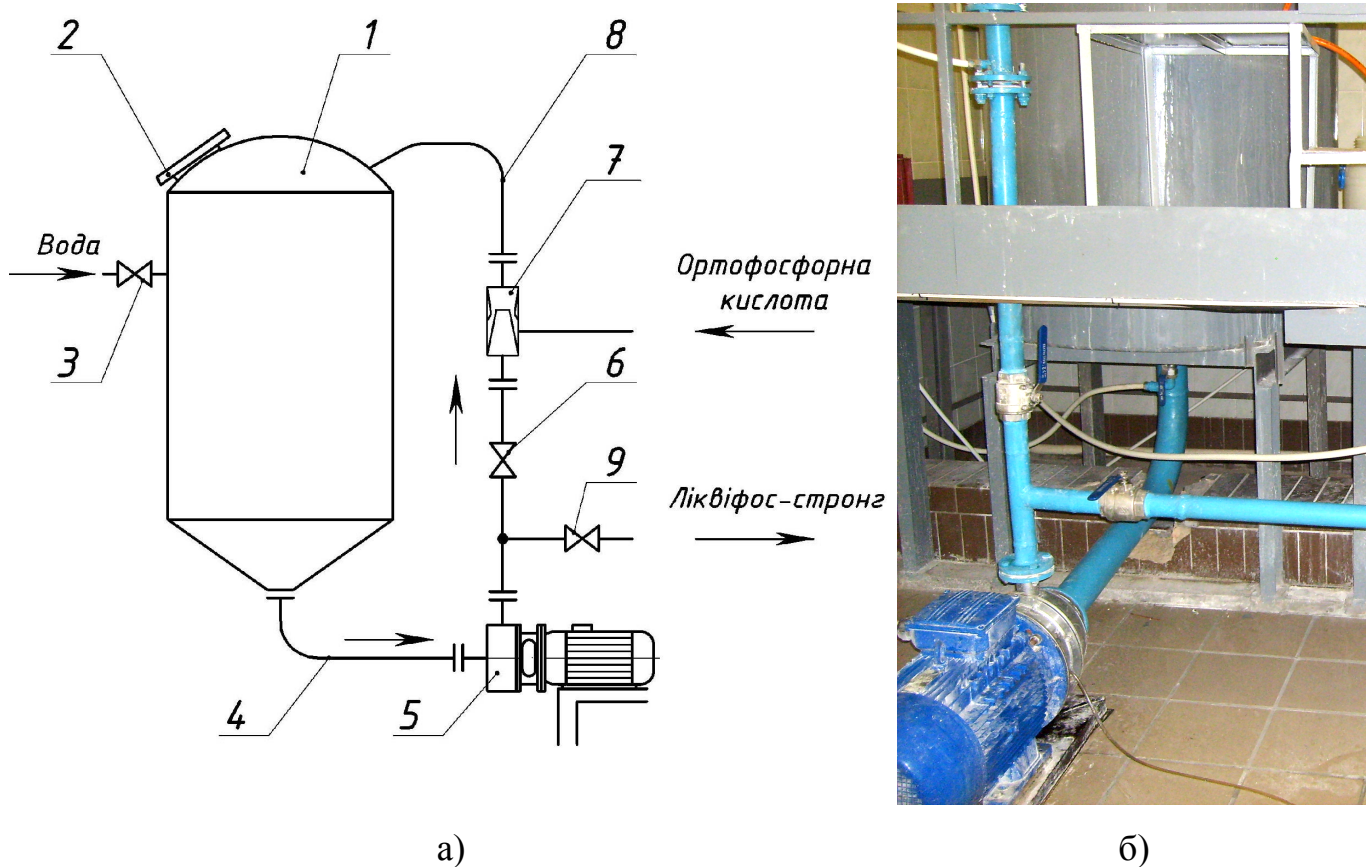


Рисунок 4.5 – БАГМ у лінії виробництва ліквіфос-стронгу:

а) схема технологічної лінії; б) фото технологічної лінії

Вона складається з реактора 1, в якому розміщена лопатева мішалка. У верхній частині реактора передбачено люк 2 для засипання твердих компонентів. Заливання води здійснюється з дозувальних ємностей через кран 3. З нижньої частини реактора за допомогою всмоктувального трубопроводу 4 робоче середовище підводиться до гідромлина 5. На напірному трубопроводі 8 розміщений трійник із кранами 6 та 9, за допомогою яких відбувається переключення режимів «циркуляція»-«викачування». З метою забезпечення контролю над хімічною реакцією, зменшення ймовірності кристалізації робочого середовища та спрощення технологічної лінії для подачі ортофосфornoї кислоти використовується струменевий насос 7. Такий підхід дає можливість контролювання хімічної реакції за рахунок регулювання кількості кислоти, що подається, а також забезпечення реакції в камері змішування струменевого насоса, що значно зменшує кристалізацію робочого середовища.

Результати випробування дозволяють зробити такі висновки:

- за рахунок комплексного застосування БАГМ зі струменевим насосом існує можливість чіткого керування хімічною реакцією;
- фіксована подача кислоти безпосередньо в потік робочого середовища та активне змішування в струменевому насосі дозволяє значно знизити ймовірність кристалізації робочого середовища;
- частинки коксу, що утворюється, руйнуються при проходженні через проточну частину гідромлина;
- після приготування продукт за допомогою БАГМ викачується у відділ фасування;
- у цілому впровадження гідромлина в технологічну лінію дозволило відмовитися від вузькофункціонального обладнання (змішувач, насос подачі ортофосфornoї кислоти, подрібнювач, насос викачування готового продукту) та значно знизити капітальні та експлуатаційні витрати.

#### **4.5 Перспективи подальшого розроблення та впровадження БАГМ**

На сьогодні проводиться активна робота щодо використання гідромлина для підготовки гудрону. Початок такої діяльності був покладений після звернення насособудівних підприємств до кафедри ПГМ СумДУ з питанням про вирішення проблематики, пов'язаної з викачуванням гудрону. Більш повно це питання описане в пункті 1.2 роботи. Складність завдання полягає у специфічних умовах роботи, що пояснюється високими температурами робочого середовища.

Відмітимо ще один перспективний напрямок, що пов'язаний з використанням на цукрових заводах водовугільної суміші. Перед підприємствами цукрової галузі України стоїть доволі важливе питання зниження собівартості цукру з метою підтримання конкурентоспроможності. Найбільш значною статтею є витрати за споживання енергоресурсів. Альтернативним паливом, що дозволить знизити витрати, є водовугільна суміш. За таких умов було проведено ряд успішних дослідів щодо використання БАГМ для цього напрямку. Створення ефективного обладнання вимагає розв'язання ряду конструкторських та технологічних задач.

#### **4.6 Висновки**

1. Шляхом комплексного аналізу результатів фізичного дослідження робочого процесу БАГМ на одно- та двофазних робочих середовищах сформульовані рекомендації щодо вибору конструктивних показників проточної частини гідромлина, який орієнтований для приготування зернового замісу в спиртовому виробництві.

2. У результаті аналізу вимог технологічного процесу приготування зернового замісу в спиртовому виробництві запропонована методика розрахунку БАГМ, згідно з якою спроектовано промисловий зразок гідромлина.

3. Шляхом впровадження БАГМ у технологічну лінію виробництва спирту на етапі приготування зернового замісу досягнуто економічний ефект, який виражається у зниженні питомого енергоспоживання на 40 % порівняно з існуючою технологічною схемою та у виключенні енерговитрат, що пов'язані з попереднім сушінням сировини.

4. У результаті використання БАГМ для потреб сільськогосподарських підприємств розроблено типорозмірний ряд гідромлина циклічної дії, що призначений для приготування рідких кормових сумішей на основі збалансованих зернових раціонів.

5. У результаті впровадження БАГМ у технологічну лінію виробництва біодобавок (ліквіфос-стронг) реалізовано принцип багатофункціональності гідромлина, що дозволило відмовитися від використання вузькофункціонального обладнання (змішувач, насос подачі ортофосфорної кислоти, подрібнювач, насос викачування готового продукту) та значно знижено капітальні та експлуатаційні витрати.

6. У результаті аналізу перспективних сфер застосування багатофункціонального гідромлина розпочато роботи щодо розроблення та залучення БАГМ для потреб паливно-енергетичного комплексу, а саме для приготування водовугільної суміші та для підготовки гудрону при його викачуванні з крекінгової колони.

## ВИСНОВКИ

У результаті виконання комплексного дослідження робочого процесу БАГМ, як агрегату гідродинамічного принципу дії, обґрунтовано вдосконалення робочого процесу, що подано в отриманих висновках:

1. Обґрунтовано, що використання БАГМ у різних галузях промисловості, сільському господарстві, будівництві, топливно-енергетичному комплексі дозволяє спростити та суттєво знизити енерговитрати технологічних процесів, які включають подрібнення, перемішування, перекачування та нагрів робочого середовища.

2. Проведення чисельного дослідження робочого процесу на однофазному середовищі дозволило виконати візуалізацію течії в проточній частині БАГМ та на їх основі зробити такі висновки:

- течія має нестационарний та неусталений характер;
- у міждисковому просторі проточної частини БАГМ формується тороподібна вихрова структура;
- обґрунтовано, що вихровий характер руху рідини дозволяє покращити процес гідроподрібнення;
- рідина у проточній частині БАГМ під час роботи на двофазному середовищі виконує також функцію транспортування твердої фази.

3. Удосконалена математична модель робочого процесу БАГМ, що враховує вплив його основних конструктивних параметрів (зовнішнього діаметра робочих дисків, зазору між ними і відносної висоти зубця) та режимних параметрів (частота обертання ротора, густина робочого середовища) на напірну і енергетичну характеристики агрегату та дозволяє вдосконалювати робочий процес гідроагрегату. У результаті фізичного моделювання, встановлено, що потужність БАГМ залежить від частоти обертання у вигляді  $n^{2,89}$  та від зовнішнього діаметра робочих дисків у вигляді  $D^{3,32}$ , напір, що створюється на виході з БАГМ, залежить від частоти обертання у вигляді  $n^{1,88}$  та від зовнішнього діаметра робочих дисків у вигляді  $D^{1,45}$ .

Шляхом аналізу результатів фізичного моделювання на основі планування багатофакторного експерименту встановлено, що коригувальні коефіцієнти

потужності  $K_N$  та напору  $K_H$  БАГМ пропорційні кількості зубців статорного і роторного дисків та величини відносній висоті зубця. Крім того,  $K_H$  лінійно залежить від величини відносного зазору між робочими дисками. Адекватність емпіричних коефіцієнтів підтверджена за критерієм Фішера при значенні довірчого рівня ймовірності  $\alpha = 0,05$ .

4. У результаті аналітичного аналізу отриманої енергетичної залежності обґрунтовано використання критерію Ейлера, який дозволяє застосовувати теорію подібності для прогнозування характеристик БАГМ методом модельного перерахунку. Отримані залежності для проведення модельного перерахунку потужності, напору та подачі гідромлина за існуючою моделлю.

5. На підставі результатів експериментальних досліджень та з урахуванням фактора багатofункціональності гідравлічного агрегату визначена структура енерговитрат формування робочого процесу у проточній частині БАГМ. Встановлено, що до 90 % потужності витрачається на утворення вихрового потоку, а 10 % витрачається на перекачування робочої рідини. З урахуванням механічних властивостей та концентрації твердих включень у двофазній суміші складова енергії на подрібнення складає 20–45 % від енергії формування робочого процесу.

6. Розроблена методика проектного розрахунку, на основі якої виготовлені та успішно апробовані БАГМ для використання у технологічних процесах різних галузях промисловості. Створено промисловий зразок БАГМ для підготовки зернового замісу у спиртовому виробництві, впровадження якого забезпечило зниження енергоспоживання в технологічній лінії на 40 % та повністю виключена необхідність попереднього сушіння сировини.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Никонов А.П. Верхом на бомбе. Судьба планеты Земля и ее обитателей / А.П. Никонов. – СПб.: «Питер», НЦ ЭНАС, 2010. – 320 с.
2. Папченко А.А. Гідродинаміка робочого процесу теплогенеруючого агрегату багатофункціонального призначення: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.17 / Папченко Андрій Анатолійович. – Суми, 2006. – 142 с.
3. Ковальов С. Ф. Теплогенеруючі агрегати – подальші шляхи їх розвитку та удосконалення / А. О. Євтушенко, С. Ф. Ковальов, А. А. Папченко // Проблемы машиностроения. – 2007. – Т. 10. – С. 48-52.
4. Ковальов С.Ф. Багатофункціональні теплогенеруючі агрегати та їх використання для перспективних технологій спиртового виробництва / С.Ф. Ковальов, А.А. Папченко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007 – № 3 (109), Ч.1. – С. 124–128.
5. Ковальов С. Ф. Розробка багатофункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для приготування біологічних добавок / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вестник Национального Технического Университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – 2008. – 52. – С. 324 – 329.
6. Ковальов С.Ф. 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.
7. Ковальов С.Ф. 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.
8. Ковальов С.Ф. Шляхи підвищення ефективності роторних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів / С.Ф. Ковальов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко,

- А.А. Папченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2010. – № 1. – С. 95-99.
9. Ковальов С.Ф. Баланс енергії теплогенеруючого агрегату та оцінка ступеня гомогенізації робочого середовища / С.Ф. Ковальов, А.А. Папченко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2010. – №6/7(48). – С.10-12.
  10. Ковальов С.Ф. 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.
  11. Ковальов С.Ф. Удосконалення лінії виробництва згущеного молока за рахунок роторнодинамічного агрегату-гомогенізатора / С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки, – 2012. – № 2 . – С. 90-95.
  12. Ковальов С.Ф. Стан справ у дослідженні гідромлина, орієнтованого на спиртове виробництво / С.Ф. Ковальов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – №3/7(57). – С.57-61.
  13. Ковальов С.Ф. Досвід використання систем опалювання 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.
  14. S. Kovalev The Use of the Multi-Functional Heat Generating Unit-Homogenizer in Food Processing Industry / Papchenko A., Kovalev S., Ovcharenko M. // Procedia Engineering, 2012. – №39. – с. 192-196.
  15. Ковальов С.Ф. Розробка багатофункціонального теплогенеруючого апарату для спиртового виробництва / І.П. Каплун, С.Ф. Ковальов, А.А. Папченко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів інженерного факультету. – Суми, 2006. – С.161.
  16. Ковальов С.Ф. Застосування багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів для потреб спиртової промисловості / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, А.А. Папченко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів інженерного факультету. – Суми, 2007. –



С.79.

17. Ковальов С.Ф. Перспективність використання теплогенеруючого агрегату / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів інженерного факультету. – Суми, 2009. – Ч II. – С. 34.
18. Ковальов С.Ф. 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.
19. Ковальов С.Ф. Використання багатофункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для харчових технологій / С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография / под ред. В.А. Марцинковского, И.Б. Твердохлеба, Е.Н. Савченко. – Сумы: Сумской государственной университет, 2001. – 412 с. (за матеріалами XIII Міжнародній науково-технічній конференції «ГЕРВИКОН – 2011»).
20. Ковальов С.Ф. 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. Ковальов С.Ф. Реалізація процесу гідроподрібнення шляхом використання багатофункціонального теплогенеруючого агрегату-гідромлина / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, 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. 148.
22. Волков Н.И. Многофункциональный теплогенерирующий агрегат и его использование для приготовления кормовых смесей в сельскохозяйственных предприятиях / Н.И. Волков, А.А. Папченко // Промислова гідравліка і

пневматика. – 2004. – №1(3). – С. 99-102.

23. Папченко А.А. Использование теплогенерирующего агрегата в технологических процессах животноводства. / А.А. Папченко // Сб. научн. тр. международной научно-технической конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» ИПМаш НАН Украины. – Х., 2003. – С 611-613.
24. Волков Н.И. Возможность повышения производительности многофункционального теплогенерирующего агрегата / Н.И. Волков, А.А. Папченко // Материалы научно-технической конференции преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов.–Сумы, 2004.–С. 154-155
25. Волков М.І., Папченко А.А. Сфери використання теплогенеруючих агрегатів / М.І. Волков, А.А. Папченко // Материалы научно-технической конференции преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов.–Сумы, 2005.–С. 134-135
26. Волков Н.И. Новая техника для перспективных технологий / Н.И. Волков, И.П. Каплун, А.А. Папченко // Насосы & оборудование. – 2004.– №3 – 4. – С. 34 – 36.
27. Голобородько И. Львовские дрожжи, американские деньги [Электронный ресурс] / И. Голобородько, М. Благодравин // Журнал "Эксперт" – 21.08.2006 – Режим доступа до журн.: <http://www.inno.com.ua>.
28. Биоэтанол – перспективы рынка биотоплива [Электронный ресурс]: Исследовательская компания Abercade.– Режим доступа до статьи: <http://www.abercade.ru>.
29. Технология спирта / [Маринченко В.А., Смирнов В.А., Устинников Б.А. и др.]; под ред. В.А. Смирнова. – М.: Лёгкая и пищевая пром-сть, 1984. – 416 с.
30. Технология спирта и спиртпродуктов / [Ильинич В.В., Устинников Б.А., Бурачевский И.И., Громов С.И.]; под ред. В.В. Ильинич. – М.: «Агропромиздат», 1987. – 383 с.: с ил. – (Учебники и учебные пособия для учащихся техникумов).
31. Оборудование спиртовых заводов / [Колосков С.П., Яровенко В.Л., Стадников В.Н., Устинников Б.А.]. – М.: Пищевая промышленность, 1975. – 95 с.: с ил.
32. Реконструкция спиртовых заводов (техническое проектирование) / [Швец В.Н.

и др.]. – К.: Техніка, 1978. – 208 с.: с ил.

33. Пшениця. Технічні умови: ДСТУ 3768-2004. [Чинний від 1998-05-28]. – К.: Держспоживстандарт України, 2004. – 21 с.
34. Ячмень – требования при заготовках и поставках: ГОСТ 28672-90. – [Действительный с 1997-01-06]. – М.: Стандартиформ, 1999 – 5 с.
35. Кукуруза – требования при заготовках и поставках: ГОСТ 13634-90. – [Действительный с 1993-06-01]. – М.: Стандартиформ, 1995 – 7 с.
36. Просо – требования при заготовках и поставках: ГОСТ 22983-88. – [Действительный с 1988-09-30]. – М.: Стандартиформ, 1990 – 6 с.
37. Ячмень. Технічні умови: ДСТУ 3769-98 – [Чинний від 1998-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2000. – 19 с.
38. Пат. 2157922 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> F 04 D 7/04. Центробежный насос с рабочим колесом закрытого типа / Данилов В.К.; заявитель и патентообладатель Самарский государственный проектный и научно-исследовательский институт по объектам газовой промышленности, стройиндустрии и стройматериалов. – № 94023642/06; заявл. 21.06.1994; опубл. 20.10.2000, Бюл. №12-2003.
39. Пат. 2040962 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> В 01 F 7/00. Роторный диспергатор / Корневский Г. В.; заявитель и патентообладатель Корневский Г. В. – № 92008509/26; заявл. 25.11.1992 опубл. 09.08.1995, Бюл. 24-2000.
40. Пат. 2114689 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> В 01 F 7/12. Роторный аппарат гидроударного действия / Шаповалов Н.Н., Каган Э.Л., Пастухов Ю.В.; заявитель и патентообладатель Шаповалов Н.Н., Каган Э.Л., Пастухов Ю.В. – № 96116340/25; заявл. 07.08.1996; опубл. 10.07.1998, Бюл. № 31-2002.
41. Пат. 2064822 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> В 01 F 7/00, В 01 F 7/00. Роторный аппарат гидроударного действия / Сайпеев Г. А.; заявитель и патентообладатель Сайпеев Г. А. – № 92012372/26; заявл. 16.12.1992; опубл. 10.08.1996, Бюл. №17-2000.
42. Пат. 2050959 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> В 01 F 7/00. Роторный аппарат гидроударного действия "Аргус" / Сайпеев Г. А.; заявитель и патентообладатель

- Сайпеев Г. А. – №93026139/26; заявл. 06.05.1993; опубл. 27.12.1995, Бюл. №17-2000.
43. Пат. 1586759 Российская Федерация, МПК В 01 F 7/12. Роторный аппарат гидроударного действия / Сайпеев Г.А.; заявитель и патентообладатель Свердловский городской центр научно-технического творчества молодёжи. – № 4422488; заявл. 06.05.1988; опубл. 23.08.1990, Бюл. 22-1992.
44. Пат. 2399422 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 02 С 7/14. Дисковое устройство для измельчения / Арвидссон Томас; заявитель и патентообладатель МЕТСО ПЭЙПЕР, ИНК. (FI). – № 2008102076/03; заявл. 07.06.2006; опубл. 27.07.2009, Бюл. 18-2010.
45. Пат. 2228795 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 02 С 7/14. Устройство для измельчения растительного сырья / Алексеев Г.В., Забодалова Л.А., Верболоз Е.И., Иванова А.С., Головацкий В.А., Жукова С.Б.; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий. – №2003114175/032003114175/03; заявл. 13.05.2003; опубл. 20.05.2004, Бюл. 21-2008.
46. Пат. 2403976 Российская Федерация, МПК В 02 С 7/10. Дисковая мельника / Митрофанов Е.С., Скарин О.И.; заявитель и патентообладатель Совместное предприятие в форме закрытого акционерного общества "Изготовление, внедрение, сервис". – №2009126805/03; заявл. 15.07.2009; опубл.: 20.11.2010, Бюл. 32-2011.
47. А. с. 923596 СССР, МПК<sup>5</sup> В 02 С 7/08. Центробежная мельница / Барлет В.Д., Пологович А.И., Кобыляцкая Н.М., Шевченко Н.А.; заявитель Коммунарский горно-металлургический институт. – № 2941268; заявл. 11.06.1980; опубл.: 30.04.1982, Бюл. 16.
48. Пат. 2080925 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 02 С 7/08, В 02 С 7/10, В 02 С 7/18. Устройство для измельчения (варианты) / Сельский Б.Е., Ахметзянов Н.М., Никольская М.П., Любина Г.П., Лихтер Е.А., Смотрич А.А.; заявитель и патентообладатель Сельский Б.Е. – №1 95118556/03; заявл. 01.11.1995; опубл. 20.06.1997, Бюл. 16-2002.

49. А. с. 1502088 СССР, МПК<sup>5</sup> В 02 С 7/00. Устройство для измельчения материалов / Зиновьев Е.С. – №21856327; заявл. 18.12.1989; опубл.: 20.03.1990, Бюл. 18-1991.
50. Пат. 2357791 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 01 F 7/00. Роторный гидродинамический кавитационный аппарат / Петраков А.Д., Радченко С.М., Яковлев О.П.; заявители и патентообладатели Петраков А.Д., Радченко С.М., Яковлев О.П. – №2007143408/15; заявл. 22.11.2007; опубл. 10.06.2009, Бюл. 27-2010.
51. Пат. 2438769 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 01 F 3/08, В 01 F 11/02. Роторный гидродинамический кавитационный аппарат для обработки жидких (варианты) / Скворцов Л.С., Сердюк Б.П., Грачева Р.С.; заявитель и патентообладатель Скворцов Л.С. – №2010128962/05; заявл. 13.07.2010; опубл. 10.01.2012, Бюл. 30-2011.
52. Пат. 2050363 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> С 08 В 30/02. Устройство для тонкого измельчения крахмалосодержащего сырья / Акимов В.В., Андреев Н.Р., Введенский Н.П., Пахомов П.А., Певзнер Г.М.; заявители Акимов В.В., Андреев Н.Р., Введенский Н.П., Пахомов П.А., Певзнер Г.М.; патентообладатель Научно-производственное объединение по крахмалопродуктам. – № 5040183/05; заявл. 28.04.1992; опубл. 20.12.1995, Бюл. № 17-2000.
53. Пат. 2081701 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> В 29 В 17/02. Роторная гидравлическая мельница / Хрусталева М.И., Лукашева Т.Т., Панин В.Ф., Коваленко Г.П., Кузнецов А.М.; заявитель и патентообладатель Товарищество с ограниченной ответственностью "Восторг" – №94033535/25; заявл. 13.09.1994; опубл. 20.06.1997, Бюл. № 17-2002.
54. Пат. 2108160 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> В 02 С 19/06. Способ измельчения материалов и устройство для измельчения материалов / Артемьев В.К.; заявитель Акционерное общество закрытого типа "Мако-Цемент" (RU); патентообладатель Стандарт-90 (Кипрус) Лимитед К/О Иксл. (GB). – № 96121041/03; заявл. 30.10.1996; опубл. 10.04.1998, Бюл. № 29-2001.

55. Пат. 2249483 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 02 С 7/08. Роторно-вихревая мельника / Еремин А.Ф., Денисов М.Г.; заявитель и патентообладатель Научно-исследовательское учреждение Институт химии твердого тела и механохимии Сибирского отделения Российской академии наук (НИУ ИХТТМ СО РАН) (RU). – № 2003131151/03; заявл. 22.10.2003; опубл. 10.04.2005, Бюл. № 19-2007.
56. Пат. 2208472 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 01 F 7/28. Роторно-диспергирующий аппарат (варианты) / Саушкин С.А., Бондарев В.Н., Чернышев К.В., Лыков С.Г.; заявитель и патентообладатель Саушкин С.А., Бондарев В.Н., Чернышев К.В., Лыков С.Г.. – № 2002112956/12; заявл. 13.05.2002; опубл. 20.07.2003, Бюл. № 21-2006.
57. А.с. 829155 СССР, МПК<sup>5</sup> В 01 F 7/28. Роторно-импульсный аппарат / Кремнев О.А., Боровский В.Р., Лопатин В.В., Жукотский Э.К.; заявитель Институт технической теплофизики АН Украинской ССР – № 2811532; заявл. 24.08.1979; опубл. 15.05.1981, Бюл. № 22-1985.
58. А.с. 631188 СССР, МПК<sup>5</sup> В 01 F 7/28. Центробежно-пульсационный аппарат / Лазерів С.И., Плотников В.А., Иванец В.Н.; заявитель Кузбасский политехнический институт – № 2456016; заявл. 01.03.1977; опубл. 05.11.1978, Бюл. № 17-1981.
59. Пат. 2064498 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> С 12 М 1/33. Дезинтегратор / Соколов Д.П., Соколов Д.Д., Царегородцев А. В.; заявители и патентообладатели Соколов Д.П., Соколов Д.Д., Царегородцев А. В. – №94013329/13; заявл. 12.04.1994; опубл. 27.07.1996, Бюл. № 17-2000.
60. А.с. 1152638 СССР, МПК<sup>4</sup> В 01 F 7/10. Дезинтегратор / Рашдов Н.Р., Вахрамеев А.А., Топалиди Д.Н., Пак В.И.; заявитель Среднеазиатский Ордена тркдового красного знамени научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства ВАСХНИЛ. – № 3579373; заявл. 12.04.1983; опубл. 30.04. 1985, Бюл. № 25-1988.
61. Пат. 2046657 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> В 02 С 13/10. Мельника мокрого помола / Соловьев В.П., Кулаков В.И.; заявитель и патентообладатель Товарищество с ограниченной ответственностью - Научно-производственное

- малое предприятие "Диспод". – № 93038759/33; заявл. 28.07.1993; опубл. 27.10.1995, Бюл. № 21-1999.
62. Пат. 2166358 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 01 F 5/14, В 01 F 3/14. Устройство для измельчения и суспендирования порошков / Вайнштейн В.А., Прошин А.Ю., Плюшкин С.А., Маркова Л.М.; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургская государственная химико-фармацевтическая академия. – № 98100775/12; заявл. 21.01.1998; опубл. 10.05.2001, Бюл. № 27-2006.
63. Червяков В.М. Определение энергозатрат в роторных аппаратах / В.М. Червяков, А.А. Коптев // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2005. – №4. – С. 10–12.
64. Богданов В.В. Эффективные малообъёмные смесители / Богданов В.В., Христофоров Е.И., Клоцунг Б.А. – Л.: Химия. – 1989. – 244 с.
65. Кокушкин О.А. Павлушенко И.С. О расчете мощности ротационных аппаратов / О.А. Кокушкин, А.А. Барам, И.С. Павлушенко // ЖПХ. – 1969. – №8. – С. 1793–1798.
66. Барам А.А. Расчет мощности аппаратов роторно-пульсационного типа / А.А. Барам, П.П. Дерко, Б.А. Клоцунг // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1978. – №4 – С. 5 – 6.
67. Гавриленко Б. А. Гидравлические тормоза / Гавриленко Б. А., Минин В. А., Оловников Л. С., под общ. ред. Б. А. Гавриленко – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. – 305 с.
68. Патрашев А.Н. Прикладная гидромеханика / А.Н. Патрашев, Л.А. Кивако, С.И. Гожий – М.: Воениздат, 1970. 688 с.: с ил.
69. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Электронный ресурс] – 2008. – 549 p. – Режим доступа: <http://www.ansys.com>.
70. 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.
71. 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.
72. Barailler F. CFD analysis of a rotor-stator mixer with viscous fluids / F. Barailler, M. Heniche, P. A. Tangouy // *Chemical Engineering Science* – 2006 Vol. 61, №9. - P. 2753-3052.
73. Jasińska M. Application of test reactions to study micromixing in the rotor-stator mixer (test reactions for rotor-stator mixer) / M. Jasińska, J. Bałdygaa, M. Cookeb, A. Kowalskic // *Applied Thermal Engineering* – 2012, Vol. 49, – P. 125–161.
74. Strunck V. How to get spatial resolution inside probe volumes of commercial 3D LDA systems / V. Strunck, T. Sodomann, H. Muller, D. Dopheide // *Experiments in Fluids* 36 – 2004 – P. 141 – 145.
75. Albrecht H. E. *Laser Doppler and Phase Doppler Measurement Techniques* / H.E. Albrecht, M. Borys, N. Damaschke, C. Tropea – Springer, Berlin Heidelberg New York – 2003. – 257 p.
76. Неня В.Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // *Вісник Сумського державного університету* – 2003. – № 13 (59) – С. 195-210.
77. Колисниченко Э.В. Возможность и перспективы изучения рабочего процесса насосов, перекачивающих гидросмеси, с помощью данных расчетного эксперимента / Э.В. Колисниченко, А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // *Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»*. – 2005. – №12(84).– С. 71-77.
78. Кочевский А.Н. Анализ структуры течения в свободновихревом насосе / В.Ф. Герман, А.Н. Кочевский, А.Е. Щеляев // *Промислова гідравліка і пневматика* – 2006. – № 3(13). – С. 82-88.
79. Волков Н.И. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью пакета CFX / Н.И. Волков, А.Н. Кочевський // *Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»*. – 2005. – №12(84). – С. 7–14.
80. Луговая С.О. Гидродинамические особенности проектирования сменных проточных частей при создании унифицированного ряда центробежных



насосов: дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.05.17 / Луговая Светлана Олеговна. – Сумы, 2009. – 140 с.

81. Елин А.В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 2. Моделирование течения воздуха в рабочем колесе центробежного насоса / А.В. Елин, А.Н. Кочевский, С.О. Луговая, А.Е. Щеляев // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 2 (37). – С. 18–21.
82. Сушко С.В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ВНИИАЭН. Моделирование течения в шнекоцентробежной ступени / А.В. Елин, С.В. Сушко, А.Н. Кочевский, В.Н. Коньшин // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 6(41). – С. 38 – 41.
83. Kochevsky A.N. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / A.N. Kochevsky, S.N. Kozlov, K.M. Aye, A.Y. Schelyaev, V. N. Konshin // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. – Houston, TX, USA. – 2005. – P. 412–423.
84. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B.E. Launder, D. B. Spalding // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – Vol. 3. – 1974. – P. 269–289.
85. Борисов А.П. Режимы процесса разрушения зерна посредством маятникового измельчителя: авториф. дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 – «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / А.П. Борисов. – Барнаул, 2009. – 20 с.
86. Абрамов А.А. Разрушение зерна скалыванием в условиях ударного нагружения / А.А. Абрамов // Хлебопродукты. – М., 2008. – N 4. – С.54–55.
87. Абрамов А.А. Обоснование параметров и режимов работы измельчителя зерна скалывающего типа: дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 / Абрамов Александр Александрович. – Ростов-на-Дону, 2006. – 159 с.
88. Злочевский В.Л. Совершенствование техники разрушения зерна / В.Л. Злочевский, В.Н. Никитин // Хлебопродукты. – М., 2008. – N 7. – С. 60-62.
89. Горобей В. П. Снижение энергоемкости измельчения зерна предварительным

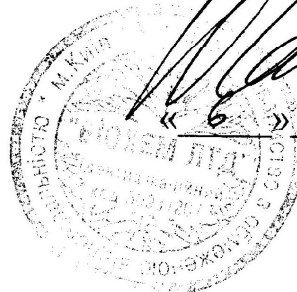
- разрушением / В. П. Горобей, В. А. Лузин, А. Л. Красниченко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – М., 2008. – № 12. – С. 35–36.
90. Солнцев Р. В. Исследование модуля помола готового продукта при разрушении зерна скалыванием / Р. В. Солнцев // Техника в сельском хозяйстве. – М., 2010. – № 3. – С. 5–7.
91. Солнцев Р.В. Определение энергозатрат процесса разрушения зерна методом скалывания / Р.В.Солнцев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2010. – №1 (24) – С. 39–42.
92. 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.: Стандартиформ, 2007 – 45 с.
93. Насосы динамические. Методы испытания. Проект 1-ая редакция: ГОСТ Р 6134-01 (ИСО 9906:1999). – [Действительный с 2001-01-01]. – М.: Стандартиформ, 2002 – 129 с.
94. Яремченко О.В. Испытания насосов. Справочное пособие / Яремченко О.В. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с.
95. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / Спиридонов А.А. – М: Машиностроение, 1981. – 184 с., ил.
96. Рузинов Л.П. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / Рузинов Л.П., Слободчикова Р.И. – М.: Химия, 1980. – (серия «Химическая кибернетика») – 280 с., ил.
97. Налимов В.В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / В.В. Налимов, Н.А. Чернова. – М.: Наука, 1965. – 398 с.
98. Налимов В.В. Теория эксперимента / В.В. Налимов – М.: Наука, 1971. – 207 с.
99. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко – М., «Машиностроение», 1977. – 288 с.: с ил.
100. Руднев С.С. Подобие в гидромашинах / Руднев С.С. // «Труды ВНИИГИДРОМАШа» – 1970. – вып. 40. – С. 3 – 16.

## ДОДАТКИ

## Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Директор ТОВ «Біохем ЛТД»

Чапівський М.І.



2008 р.

## АКТ

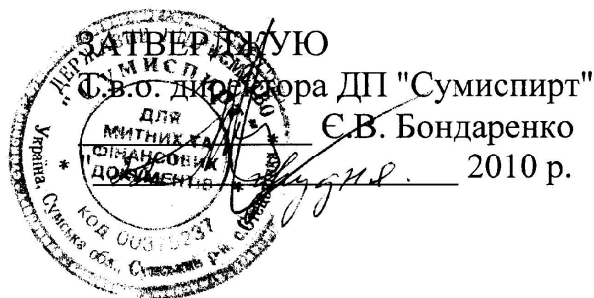
впровадження матеріалів кандидатської дисертації  
наукового співробітника кафедри прикладної гідраеромеханіки  
Сумського державного університету  
Ковальова Сергія Федоровича

Даним актом посвідчується, що зразок багатфункціонального теплогенеруючого агрегату (змішувача-підрібнювача) впроваджений на підприємстві та використовується для приготування гомогенізованих розчинів для виробництва фармацевтичних препаратів.

Заст. директора з наукової роботи, к.б.н.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'F.S. Marchenko', is written over the text.

Ф.С. Марченков



**АКТ**  
**впровадження результатів наукової роботи**  
**"Дослідження робочого процесу теплогенеруючих агрегатів**  
**багатофункціонального призначення та розробка на їх основі**  
**енерго- та ресурсозберігаючого обладнання"**  
**Сумського державного університету**

м. Суми

«21» грудня 2010 р.

Даний акт складено про те, що за результатами наукової роботи "Дослідження робочого процесу теплогенеруючих агрегатів багатофункціонального призначення та розробка на їх основі енерго- та ресурсозберігаючого обладнання" Сумським державним університетом створено дослідний зразок теплогенеруючого агрегату-гідромлина та проведено три етапи його випробування:

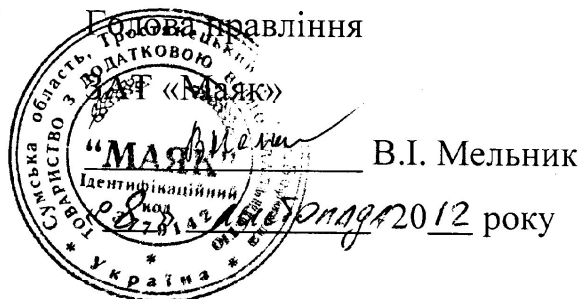
- спільні дослідні випробування обладнання в умовах кафедри Прикладної гідроаеромеханіки в режимі рециркуляції;
- промислові випробування гідромлина при спільній роботі з гідродинамічним сепаратором в проточному режимі роботи;
- промислові випробування гідромлина з модернізованою проточною частиною в проточному режимі роботи.

Підприємство зацікавлено в подальшому продовженні вказаних робіт, створенні та впровадженні в технологічній лінії промислового зразка вказаного обладнання.

Головний інженер

В.І.Пономаренко

ЗАТВЕРДЖУЮ



## АКТ

впровадження матеріалів кандидатської дисертації  
молодшого наукового співробітника кафедри прикладної гідроаеромеханіки  
Сумського державного університету  
Ковальова Сергія Федоровича

с. Боромля

«8» листопада 2012 року

Даний акт підтверджує, що дослідний зразок багатофункціонального агрегату-гідромлина змонтовано та випробувано 10 квітня 2012 р. для приготування кормової суміші на тваринницькому комплексі. В якості сировини для приготування суміші використовується вторинна сировина кондитерської фабрики.

Якість приготовленої кормової суміші за допомогою багатофункціонального агрегату-гідромлина в повній мірі задовольняє необхідним вимогам.

Зам. голови правління



В.Г. Подвезько

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор  
Сумського державного університету

Григорюша В.Д.

«21» березня 2013 р.



## АКТ

про впровадження матеріалів дисертаційної роботи  
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
молодшого наукового співробітника кафедри прикладної гідроаеромеханіки  
Сумського державного університету  
Ковальова Сергія Федоровича

Даним актом посвідчується, що результати дисертаційної роботи Ковальова С.Ф. 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

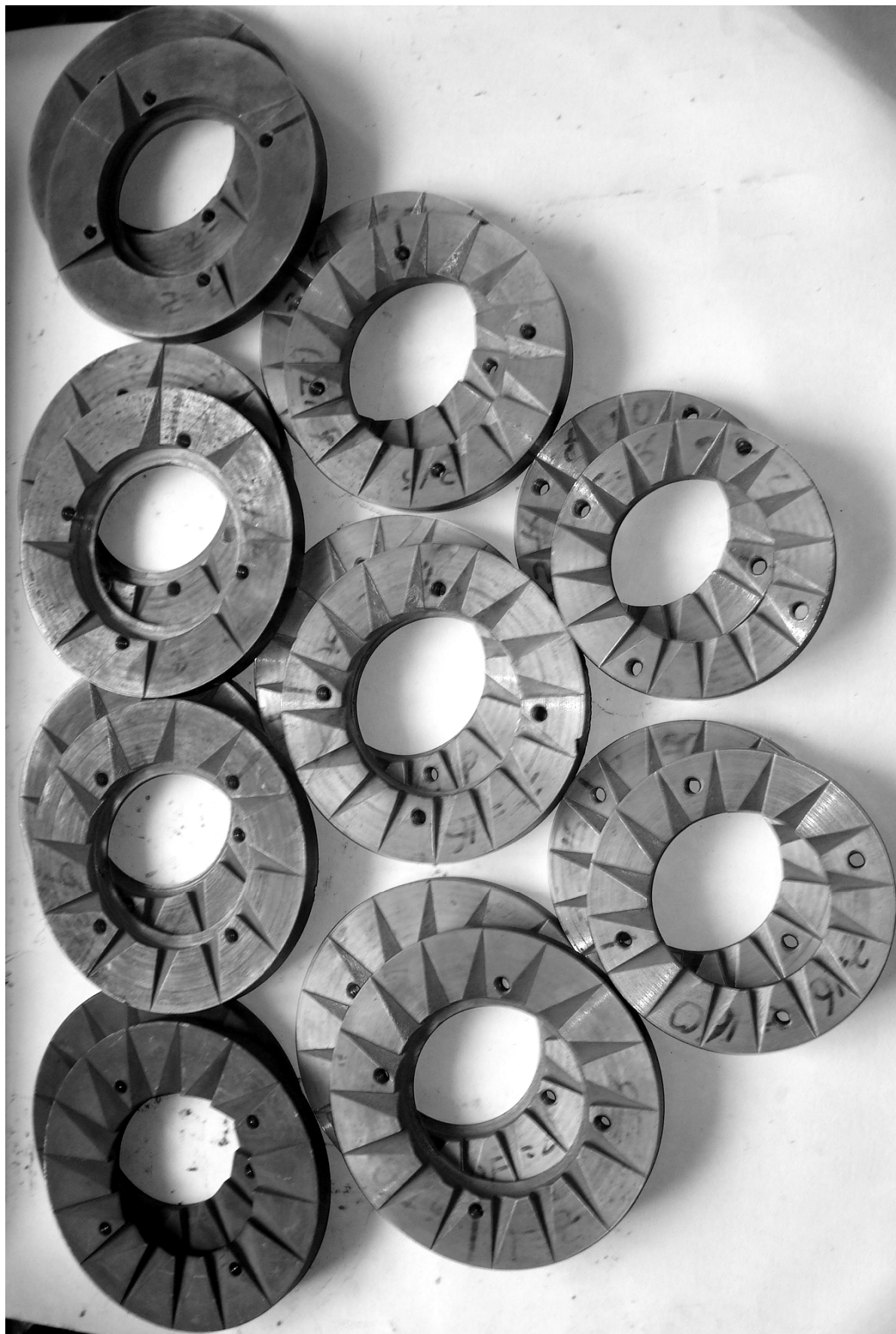


Рисунок В.1 – Фото деяких пар робочих дисків гідромлина.



## Додаток С

	Ядро плану	Центр плану	
y1	0,01392123	0,011366607	17
y2	0,010396489	0,011027033	y18
y3	0,011447461	0,011265475	y19
y4	0,009604236	0,011268887	y20
y5	0,013953611	0,011174321	y21
y6	0,010509658	0,011273522	y22
y7	0,011318069	0,011014094	y23
y8	0,009329358	<input type="button" value="Вычислить"/>	
y9	0,013048124		
y10	0,0104935		
y11	0,011059414		
y12	0,009620394		
y13	0,013128978		
y14	0,010299477		
y15	0,011059414		
y16	0,009296978		

Введіть значення результатів дослідів  
Проводимо розрахунок коефіцієнтів регресії  
B0=0,0111685360869565  
B1=0,0012116  
B2=0,0008135  
B3=4,35E-05  
B4=0,0001546  
B12=0,0003325  
B13=-4,14E-05  
B14=0,0001384  
B23=-4,75E-05  
B24=7,17E-05  
B34=-1,11E-05  
B123=1,72E-05  
B124=5,96E-05  
B134=3,33E-05  
B234=-2,12E-05  
B1234=1,11E-05  
Визначення середнього арифметичного значення параметру оптимізації в центрі плану  
Yсер=0,0111986  
Визначення величини дисперсії  
Sy^2=1,78865592488333E-08  
Визначаємо помилку експерименту  
Sy=0,000133740641724322  
Проведемо перевірку значимості коефіцієнтів регресії  
Визначаємо значення дисперсії коефіцієнтів регресії  
S^2=7,77676489079711E-10  
Визначаємо довірчий інтервал для коефіцієнтів рівнянь регресії  
ΔBі=6,8322786284672E-05  
Виключено з рівняння статистично не значимі коефіцієнти регресії, тобто ті значення яких менше за довірчий інтервал  
B0=0,0111685360869565

Рисунок С.1. Вид робочого вікна розрахункової програми

Код програми розрахунку корегувального коефіцієнту потужності на язиці  
програмування Microsoft Visual C # 2008 Express Edition

```
using System;
using System.Collections.Generic;
using System.ComponentModel;
using System.Data;
using System.Drawing;
using System.Linq;
using System.Text;
using System.Windows.Forms;
namespace WindowsFormsApplication1
{public partial class Form1 : Form
    {public Form1()
        {InitializeComponent();}
        int[] X1 = { 1, -1, 1, -1, 1, -1, 1, -1, 1, -1, 1, -1, 1, -1, 0, 0, 0, 0, 0, 0 };
        int[] X2 = { 1, 1, -1, -1, 1, 1, -1, -1, 1, 1, -1, -1, 1, 1, -1, -1, 0, 0, 0, 0 };
        int[] X3 = { 1, 1, 1, 1, -1, -1, -1, -1, 1, 1, 1, 1, -1, -1, -1, -1, 0, 0, 0, 0 };
        int[] X4 = { 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, -1, -1, -1, -1, -1, -1, -1, -1, 0, 0, 0, 0 };
        double B0;
```

```

double [] Y = new double[23];
double[] B = new double[15];
double Yi;
double S2y;
double YiminysB0;
double Sy;
double S2;
double Bi;
double[] Ymass = new double[23];
double Sr;
double Sad2;
double Fp;
private void Form1_Load(object sender, EventArgs e)
{textBox24.Text = "Введіть значення результатів дослідів";}
private void label1_Click(object sender, EventArgs e)
{}
private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
{textBox24.Text = "Введіть значення результатів дослідів" +
System.Environment.NewLine + "Проводимо розрахунок коефіцієнтів регресії";
    B0 = 0;
    Yi = 0;
    S2y = 0;
    YiminysB0 = 0;
    Sy = 0;
    S2 = 0;
    Bi = 0;
    Sr = 0;
    Sad2 = 0;
    Fp = 0;
    double test=0;
    double[] test1 = new double[23];;
    Y[0] = double.Parse(textBox1.Text);
    Y[1] = double.Parse(textBox2.Text);
    Y[2] = double.Parse(textBox3.Text);
    Y[3] = double.Parse(textBox4.Text);
    Y[4] = double.Parse(textBox5.Text);
    Y[5] = double.Parse(textBox6.Text);
    Y[6] = double.Parse(textBox7.Text);
    Y[7] = double.Parse(textBox8.Text);
    Y[8] = double.Parse(textBox9.Text);
    Y[9] = double.Parse(textBox10.Text);
    Y[10] = double.Parse(textBox11.Text);

```

```

Y[11] = double.Parse(textBox12.Text);
Y[12] = double.Parse(textBox13.Text);
Y[13] = double.Parse(textBox14.Text);
Y[14] = double.Parse(textBox15.Text);
Y[15] = double.Parse(textBox16.Text);
Y[16] = double.Parse(textBox17.Text);
Y[17] = double.Parse(textBox18.Text);
Y[18] = double.Parse(textBox19.Text);
Y[19] = double.Parse(textBox20.Text);
Y[20] = double.Parse(textBox21.Text);
Y[21] = double.Parse(textBox22.Text);
Y[22] = double.Parse(textBox23.Text);
for (int i = 0; i <= 22; i++)
    {test = test + Y[i];}
B0= test/23;
test=0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
    {test1[i] = X1[i] * Y[i];
      test=test+test1[i];}
B[0] = test / 16;
B[0] = Math.Round(B[0], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
    {test1[i] = X2[i] * Y[i];
      test = test + test1[i];}
B[1] = test / 16;
B[1] = Math.Round(B[1], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
    {test1[i] = X3[i] * Y[i];
      test = test + test1[i];}
B[2] = test / 16;
B[2] = Math.Round(B[2], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
    {test1[i] = X4[i] * Y[i];
      test = test + test1[i];}
B[3] = test / 16;
B[3] = Math.Round(B[3], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
    {test1[i] = X1[i] * X2[i] * Y[i];

```

```

    test = test + test1[i];}
B[4] = test / 16;
B[4] = Math.Round(B[4], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X1[i] * X3[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[5] = test / 16;
B[5] = Math.Round(B[5], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X1[i] * X4[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[6] = test / 16;
B[6] = Math.Round(B[6], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{est1[i] = X2[i] * X3[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[7] = test / 16;
B[7] = Math.Round(B[7], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X2[i] * X4[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[8] = test / 16;
B[8] = Math.Round(B[8], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X3[i] * X4[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[9] = test / 16;
B[9] = Math.Round(B[9], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X1[i] * X2[i] * X3[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[10] = test / 16;
B[10] = Math.Round(B[10], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X1[i] * X2[i] * X4[i] * Y[i];

```

```

    test = test + test1[i];}
B[11] = test / 16;
B[11] = Math.Round(B[11], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X1[i] * X3[i] * X4[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[12] = test / 16;
B[12] = Math.Round(B[12], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X2[i] * X3[i] * X4[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[13] = test / 16;
B[13] = Math.Round(B[13], 7);
test = 0;
for (int i = 0; i <= 15; i++)
{test1[i] = X1[i] * X2[i] * X3[i] * X4[i] * Y[i];
    test = test + test1[i];}
B[14] = test / 16;
B[14] = Math.Round(B[14], 7);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B0=" + B0);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B1=" + B[0]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B2=" + B[1]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B3=" + B[2]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B4=" + B[3]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B12=" + B[4]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B13=" + B[5]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B14=" + B[6]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B23=" + B[7]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B24=" + B[8]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B34=" + B[9]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B123=" + B[10]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B124=" + B[11]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B134=" + B[12]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B234=" + B[13]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B1234=" + B[14]);
test = 0;
Yi = 0;
for (int i = 16; i <= 22; i++)
{Yi = Y[i] + Yi;}
Yi = Yi / 7;

```

```

Yi = Math.Round(Yi, 7);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Визначення середнього
арифметичного значення параметру оптимізації в центрі плану" +
Environment.NewLine + "Yсер=" + Yi);
for (int i = 16; i <= 22; i++)
{S2y=S2y+ (Math.Pow((Y[i] - Yi),2));}
S2y = S2y / 6;
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Визначення величини
дисперсії" + Environment.NewLine + "Sy^2=" + S2y);
YiminysB0 = Math.Abs(Yi - B0);
Sy = Math.Sqrt(S2y);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Визначаємо помилку
експерименту" + Environment.NewLine + "Sy=" + Sy);
S2 = S2y / 23;
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Проведемо перевірку
значимості коефіцієнтів регресії");
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Визначаємо значення
дисперсії коефіцієнтів регресії"+Environment.NewLine +"S^2="+S2);
Bi= (2.45)*Math.Sqrt(S2);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Визначаємо довірчий
інтервал для коефіцієнтів рівнянь регресії" + Environment.NewLine + "ΔBi=" + Bi);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Виключемо з рівняння
статистисно не значимі коефіцієнти регресії, тобто ті значення яких менше за
довірчий інтервал");
for (int i = 0; i <= 14; i++)
{if (Math.Abs(B[i])<=Math.Abs(Bi))
{B[i] = 0;}}
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B0=" + B0);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B1=" + B[0]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B2=" + B[1]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B3=" + B[2]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B4=" + B[3]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B12=" + B[4]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B13=" + B[5]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B14=" + B[6]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B23=" + B[7]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B24=" + B[8]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B34=" + B[9]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B123=" + B[10]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B124=" + B[11]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B134=" + B[12]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B234=" + B[13]);

```

```

textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "B1234=" + B[14]);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Для перевірки
адекватності рівнянь визначаємо критерій Фішера");
    for (int i = 0; i <= 22; i++)
        {Ymass[i] = B0 + B[0] * X1[i] + B[1] * X2[i] + B[2] * X3[i] + B[3] * X4[i]
+ B[4] * X1[i] * X2[i] + B[5] * X1[i] * X3[i] + B[6] * X1[i] * X4[i] + B[7] * X2[i] *
X3[i] + B[8] * X2[i] * X4[i] + B[9] * X3[i] * X4[i] + B[10] * X1[i] * X2[i] * X3[i] +
B[11] * X1[i] * X2[i] * X4[i] + B[12] * X1[i] * X3[i] * X4[i] + B[13] * X2[i] * X3[i] *
X4[i] + B[14] * X1[i] * X2[i] * X3[i] * X4[i];
        test1[i] = Math.Pow((Y[i] - Ymass[i]),2);
        Sr = test1[i] + Sr;}
    Sad2 = Sr / 18;
    Sad2 = Math.Round(Sad2, 15);
textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Визначаємо дисперсію
адекватності" + Environment.NewLine + "Sad^2=" + Sad2);
    Fp = Sad2 / S2y;
    textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Визначаємо
розрахунковий критерій Фішера" + Environment.NewLine + "Fp=" + Fp);
    textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Порівнюємо отримане
значення з табличним" + Environment.NewLine + "Fт=3,9" );
    textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Так як розрахункове
значення менше табличного то можна признати рівняння адекватними");
    textBox24.AppendText (Environment.NewLine+"Математична модель
для визначення коефіцієнту потужності" +Environment.NewLine + "K=" + (B0 - (B[0]
/ 4) * 8 - (B[1] / 4) * 8 - (B[2] / 0.0053) * 0.0105 - (B[3] / 0.0132) * 0.2105 + 4 * B[4] +
(8 * 0.0105 / (4 * 0.0053)) * B[5] + (8 * 0.2105 / (4 * 0.0132)) * B[6] + (8 * 0.0105 / (4 *
0.0053)) * B[7] + (8 * 0.2105 / (4 * 0.0132)) * B[8] + (0.0105 * 0.2105 / (0.0053 *
0.0132)) * B[9] + (8 * 8 * 0.0105 / (4 * 4 * 0.0053)) * B[10] + (8 * 8 * 0.2105 / (4 * 4 *
0.0132)) * B[11] + (8 * 0.2105 * 0.0105 / (4 * 0.0132 * 0.0053)) * B[12] + (8 * 0.2105 *
0.0105 / (4 * 0.0132 * 0.0053)) * B[13] + (8 * 8 * 0.2105*0.0105 / (4 * 4 *
0.0053*0.0132)) * B[14]).ToString() + "+" + (B[0] / 4).ToString() + "*Zp+" + (B[1] /
4).ToString() + "*Zc+" + (B[2] / 0.0053).ToString() + "*h+" + (B[3] / 0.0132).ToString()
+ "*b+" + (B[4] / 16).ToString() + "*Zp*Zc-" + (B[4] / 2).ToString() + "*Zp-" + (B[4] /
2).ToString() + "*Zc+" + (B[5] / (4 * 0.0053)).ToString() + "*Zp*h-" + (B[5] * (0.0105 /
(4 * 0.0053))).ToString() + "*Zp-" + (B[5] * (8 / (4 * 0.0053))).ToString() + "*h+" +
(B[6] / (4 * 0.0132)).ToString() + "*Zp*b-" + (B[6] * (0.2105 / (4 * 0.0132))).ToString()
+ "*Zp-" + (B[6] * (8 / (4 * 0.0132))).ToString() + "*b+" + (B[7] / (4 *
0.0053)).ToString() + "*Zc*h-" + (B[7] * (0.0105 / (4 * 0.0053))).ToString() + "*Zc-" +
(B[7] * (8 / (4 * 0.0053))).ToString() + "*h+" + (B[8] / (4 * 0.0132)).ToString() + "*Zc*b-"
+ (B[8] * (0.2105 / (4 * 0.0132))).ToString() + "*Zc-" + (B[8] * (8 / (4 *
0.0132))).ToString() + "*b+" + (B[9] / (0.0053 * 0.0132)).ToString() + "*h*b-" + (B[9] *
(0.2105 / (0.0053 * 0.0132))).ToString() + "*h-" + (B[9] * (0.0105 / (0.0053 *

```

0.0132))).ToString() + "\*b+" + (B[10] / (16 \* 0.0053)).ToString() + "\*Zp\*Zc\*h-" +  
 ((B[10] \* 8) / (16 \* 0.0053)).ToString() + "\*Zp\*h-" + ((B[10] \* 8) / (16 \*  
 0.0053)).ToString() + "\*Zc\*h-" + ((B[10] \* 0.0105) / (16 \* 0.0053)).ToString() +  
 "\*Zp\*Zc+" + ((B[10] \* 0.0105 \* 8) / (16 \* 0.0053)).ToString() + "\*Zp+" + ((B[10] \*  
 0.0105 \* 8) / (16 \* 0.0053)).ToString() + "Zc+" + ((B[10] \* 8 \* 8) / (16 \*  
 0.0053)).ToString() + "h+" + (B[11] / (16 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*Zc\*b-" + ((B[11]  
 \* 8) / (16 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*b-" + ((B[11] \* 8) / (16 \* 0.0132)).ToString() +  
 "\*Zc\*b-" + ((B[11] \* 0.2105) / (16 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*Zc+" + ((B[11] \* 0.2105  
 \* 8) / (16 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zp+" + ((B[11] \* 0.2105 \* 8) / (16 \*  
 0.0132)).ToString() + "Zc+" + ((B[11] \* 8 \* 8) / (16 \* 0.0132)).ToString() + "b+" +  
 (B[12] / (4 \* 0.0053 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*h\*b-" + ((B[12] \* 0.2105) / (4 \* 0.0053  
 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*h-" + ((B[12] \* 8) / (4 \* 0.0053 \* 0.0132)).ToString() +  
 "\*h\*b-" + ((B[12] \* 0.0105) / (4 \* 0.0053 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*b+" + ((B[12] \*  
 0.0105 \* 8) / (4 \* 0.0053 \* 0.0132)).ToString() + "\*b+" + ((B[12] \* 0.2105 \* 8) / (4 \*  
 0.0053 \* 0.0132)).ToString() + "h+" + ((B[12] \* 0.0105 \* 0.2105) / (4 \* 0.0053 \*  
 0.0132)).ToString() + "Zp+" + (B[13] / (4 \* 0.0053 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zc\*h\*b-" +  
 ((B[13] \* 0.2105) / (4 \* 0.0053 \* 0.0132)).ToString() + "\*Zc\*h-" + ((B[13] \* 8) / (4 \*  
 0.0053 \* 0.0132)).ToString() + "\*h\*b-" + ((B[13] \* 0.0105) / (4 \* 0.0053 \*  
 0.0132)).ToString() + "\*Zc\*b+" + ((B[13] \* 0.0105 \* 8) / (4 \* 0.0053 \*  
 0.0132)).ToString() + "\*b+" + ((B[13] \* 0.2105 \* 8) / (4 \* 0.0053 \* 0.0132)).ToString() +  
 "h+" + ((B[13] \* 0.0105 \* 0.2105) / (4 \* 0.0053 \* 0.0132)).ToString() + "Zc+" + (B[14] /  
 (4 \* 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*Zc\*h\*b-" + ((B[14] \* 0.0105) / (4 \* 4 \*  
 0.0053 + 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*Zc\*b-" + ((B[14] \* 0.2105) / (4 \* 4 \* 0.0053 +  
 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*Zc\*h-" + ((B[14] \* 0.0105 \* 0.2105) / (4 \* 4 \* 0.0053 +  
 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*Zc-" + ((B[14] \* 8) / (4 \* 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() +  
 "\*Zc\*h\*b+" + ((B[14] \* 8 \* 0.0105) / (4 \* 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() + "\*Zc\*b+" +  
 ((B[14] \* 8 \* 0.2105) / (4 \* 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() + "\*Zc\*h-" + ((B[14] \*  
 0.0105 \* 8 \* 0.2105) / (4 \* 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() + "\*Zc-" + ((B[14] \* 8) / (4 \*  
 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*h\*b+" + ((B[14] \* 0.0105 \* 8) / (4 \* 4 \* 0.0053  
 + 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*b+" + ((B[14] \* 0.2105 \* 8) / (4 \* 4 \* 0.0053 +  
 0.0132)).ToString() + "\*Zp\*h-" + ((B[14] \* 0.0105 \* 0.2105 \* 8) / (4 \* 4 \* 0.0053 +  
 0.0132)).ToString() + "\*Zp+" + ((B[14] \* 8 \* 8) / (4 \* 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() +  
 "\*h\*b-" + ((B[14] \* 64 \* 0.0105) / (4 \* 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() + "\*b-" + ((B[14]  
 \* 0.2105 \* 64) / (4 \* 4 \* 0.0053 + 0.0132)).ToString() + "\*h");

textBox24.AppendText(Environment.NewLine + "Проведемо  
 перетворення й спростимо рівняння" + Environment.NewLine + "K=" + (B0 - (B[0] / 4)  
 \* 8 - (B[1] / 4) \* 8 - (B[2] / 0.0053) \* 0.0105 - (B[3] / 0.0132) \* 0.2105 + 4 \* B[4] + (8 \*  
 0.0105 / (4 \* 0.0053)) \* B[5] + (8 \* 0.2105 / (4 \* 0.0132)) \* B[6] + (8 \* 0.0105 / (4 \*  
 0.0053)) \* B[7] + (8 \* 0.2105 / (4 \* 0.0132)) \* B[8] + (0.0105 \* 0.2105 / (0.0053 \*  
 0.0132)) \* B[9] + (8 \* 8 \* 0.0105 / (4 \* 4 \* 0.0053)) \* B[10] + (8 \* 8 \* 0.2105 / (4 \* 4 \*  
 0.0132)) \* B[11] + (8 \* 0.2105 \* 0.0105 / (4 \* 0.0132 \* 0.0053)) \* B[12] + (8 \* 0.2105 \*  
 0.0105 / (4 \* 0.0132 \* 0.0053)) \* B[13] + (8 \* 8 \* 0.2105 \* 0.0105 / (4 \* 4 \* 0.0053 \*



```

0.0132)) * B[14]).ToString() + "+" + ((B[0] / 4) - (B[4] / 2) - ((B[5] * 0.0105) / (4 *
0.0053)) - ((B[6] * 0.2105) / (4 * 0.0132)) + ((B[10] * 0.0105 * 8) / (16 * 0.0053)) +
((B[11] * 0.2105 * 8) / (16 * 0.0132)) + ((B[12] * 0.0105 * 0.2105) / (4 * 0.0053 *
0.0132)) - ((B[14] * 0.0105 * 0.2105 * 8) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() +
"*Zp+" + ((B[1] / 4) - (B[4] / 2) - ((B[7] * 0.0105) / ((4 * 0.0053))) - ((B[8] * 0.2105) / ((4
* 0.0132))) + ((B[10] * 0.0105 * 8) / (16 * 0.0053)) + ((B[11] * 0.2105 * 8) / (16 *
0.0132)) + ((B[13] * 0.0105 * 0.2105) / (4 * 0.0053 * 0.0132)) - ((B[14] * 0.0105 * 8 *
0.2105) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*Zc+" + ((B[2] / 0.0053) - (B[5] * (8 /
(4 * 0.0053))) - (B[7] * (8 / (4 * 0.0053))) - (B[9] * (0.2105 / (0.0053 * 0.0132))) +
((B[10] * 8 * 8) / (16 * 0.0053)) + ((B[12] * 0.2105 * 8) / (4 * 0.0053 * 0.0132)) + ((B[13]
* 0.2105 * 8) / (4 * 0.0053 * 0.0132)) - ((B[14] * 0.2105 * 64) / (4 * 4 * 0.0053 +
0.0132))).ToString() + "*h+" + ((B[3] / 0.0132) - (B[6] * (8 / (4 * 0.0132))) - (B[8] * (8 /
(4 * 0.0132))) - (B[9] * (0.0105 / (0.0053 * 0.0132))) + ((B[11] * 8 * 8) / (16 * 0.0132)) +
((B[12] * 0.0105 * 8) / (4 * 0.0053 * 0.0132)) + ((B[13] * 0.0105 * 8) / (4 * 0.0053 *
0.0132)) - ((B[14] * 8 * 8 * 0.0105) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*b+" +
((B[4] / 16) - ((B[10] * 0.0105) / (16 * 0.0053)) - ((B[11] * 0.2105) / (16 * 0.0132)) +
((B[14] * 0.0105 * 0.2105) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*Zp*Zc+" + ((B[5]
/ (4 * 0.0053)) - ((B[10] * 8) / (16 * 0.0053)) - ((B[12] * 0.2105) / (4 * 0.0053 * 0.0132))
+ ((B[14] * 0.2105 * 8) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*Zp*h+" + ((B[6] / (4
* 0.0132)) - ((B[11] * 8) / (16 * 0.0132)) - ((B[12] * 0.0105) / (4 * 0.0053 * 0.0132)) +
((B[14] * 0.0105 * 8) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*Zp*b+" + ((B[7] / (4 *
0.0053)) - ((B[10] * 8) / (16 * 0.0053)) - ((B[13] * 0.2105) / (4 * 0.0053 * 0.0132)) +
((B[14] * 8 * 0.2105) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*Zc*h+" + ((B[8] / (4 *
0.0132)) - ((B[11] * 8) / (16 * 0.0132)) - ((B[13] * 0.0105) / (4 * 0.0053 * 0.0132)) +
((B[14] * 8 * 0.0105) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*Zc*b+" + ((B[9] /
(0.0053 * 0.0132)) - ((B[12] * 8) / (4 * 0.0053 * 0.0132)) - ((B[13] * 8) / (4 * 0.0053 *
0.0132)) + ((B[14] * 8 * 8) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*h*b+" + ((B[10] /
(16 * 0.0053)) - ((B[14] * 0.2105) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*Zp*Zc*h+"
+ ((B[11] / (16 * 0.0132)) - ((B[14] * 0.0105) / (4 * 4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() +
"*Zp*Zc*b+" + ((B[12] / (4 * 0.0053 * 0.0132)) - ((B[14] * 8) / (4 * 4 * 0.0053 +
0.0132))).ToString() + "*Zp*h*b+" + ((B[13] / (4 * 0.0053 * 0.0132)) - ((B[14] * 8) / (4 *
4 * 0.0053 + 0.0132))).ToString() + "*Zc*h*b+" + ((B[14] / (4 * 4 * 0.0053 +
0.0132))).ToString() + "*Zp*Zc*h*b");}
    private void textBox1_TextChanged(object sender, EventArgs e)
    {
    private void label14_Click(object sender, EventArgs e)
    {
    }
    }
}

```