

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти
«магістр»

на тему: «Обґрунтування використання прямих та пасових передач трансмісії
для насосних агрегатів»

Виконав: здобувач вищої освіти за
освітньо-професійною програмою
Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва
спеціальності 133 Галузеве
машинобудування
ступеня вищої освіти «магістр» групи 2
Нікітенко Вадим Сергійович

Керівник: Семенов А.О.

Рецензент: Арендаренко В.М.

Полтава – 2023 року

ВСТУП

Сучасний інженерний прогрес і технологічні досягнення в області машинобудування вимагають постійного удосконалення технічних рішень та обладнання для різноманітних галузей промисловості. Насосні агрегати, як ключові компоненти багатьох технічних систем, не є винятком і вимагають постійного удосконалення та оптимізації їх конструкції для досягнення оптимальної ефективності та надійності в різних умовах експлуатації.

Нафта, газ, вода і інші рідини є важливими ресурсами, які потрібно перекачувати на значні відстані для подальшого використання чи переробки. Одним із важливих аспектів в розробці та виробництві насосних агрегатів є вибір типу передачі трансмісії. Прямі та пасові передачі представляють собою два основних підходи до передачі руху від джерела енергії до насосного обладнання. Кожен із цих підходів має свої переваги та обмеження, і вибір між ними потребує обґрунтування на основі конкретних технічних, фінансових та експлуатаційних факторів.

Магістерська робота присвячена обґрунтуванню використання прямих та пасових передач трансмісії для насосних агрегатів. Трансмісія є важливою складовою будь-якого насосного агрегату і впливає на його ефективність та продуктивність. Вибір типу передачі може значно впливати на результативність насосного обладнання, його витрату енергії, надійність і технічні характеристики.

У цій роботі буде розглянуто основні принципи функціонування прямих та пасових передач трансмісії і їх взаємне порівняння з точки зору насосних агрегатів. Буде проведено аналіз переваг і недоліків кожного типу передачі, а також розглянуто сфери їхнього застосування.

Дослідження такого плану спрямоване на забезпечення наукового обґрунтування вибору оптимального типу передачі для конкретних завдань і допоможе інженерам та проектувальникам в прийнятті інформованих рішень щодо планування та конструювання насосних систем.

Об'єкт розробки - насосні агрегати.

Предмет розробки - обґрунтування використання прямих та пасових передач трансмісії для насосних агрегатів.

Мета кваліфікаційної роботи магістра. Обґрунтування використання прямих та пасових передач трансмісії для насосних агрегатів шляхом аналізу їх основних переваг та недоліків з точки зору технологічних аспектів.

Методика досліджень. Як основні методики використовувалися основні положення законів і методів класичної та теоретичної механіки з використанням математичного аналізу, методика обґрунтування вибору між передачами трансмісії для насосних агрегатів. Встановлення конкретних завдань дослідження: аналіз ефективності, надійності та інших параметрів прямих та пасових передач насосних агрегатів. Обробка результатів здійснена із застосуванням програми Microsoft Excel та ін.

Практична значимість та реалізація досліджень. Результати наукових досліджень дозволяють визначити, який тип передачі (пряма або пасова) забезпечує кращу ефективність та продуктивність для конкретних насосних агрегатів. Це допомагає підвищити виробничі та знизити витрати енергії в експлуатації. Дослідження можуть допомогти визначити, яка передача має більшу надійність та довговічність в конкретних умовах роботи. Аналіз витрат на придбання та експлуатацію передач допомагає знизити вартість виробництва та обслуговування насосних агрегатів, що є важливим аспектом для бізнесу. Дослідження дозволяють вибрати передачу, яка найкраще відповідає конкретним завданням та умовам роботи насосного агрегату. Забезпечення використання оптимальних передач може допомогти споживачам (наприклад, водопостачальним підприємствам або промисловим підприємствам) зменшити витрати на енергію та підвищити надійність своєї інфраструктури.

1 СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Класифікація насосних агрегатів та їх характеристика

У житті та у своєму розвитку людина завжди відчувала необхідність у переміщенні (транспортуванні) різних речовин, гідросумішей, а також сипких, в'язких та інших матеріалів [1].

Пристрій для переміщення матеріалів (всмоктування та нагнітання), головним чином рідин, з передачею їм зовнішньої енергії назвали насосом [2]. Винахід насоса відноситься до глибокої давнини. Історія розвитку насос будівництва, як і розвиток техніки, пов'язані з потребами людського суспільства кожному етапі його розвитку, і до неї причетні багато досліджень людства.

Насоси є одним з найпоширеніших типів машин, причому їхня конструктивна різноманітність винятково велика [1]. Найбільш правильно в даний час визначити насос як машину для перетворення механічної енергії двигуна в енергію рідини, що перекачується. Серед насосів найбільшого поширення набули осьові та відцентрові насоси.

При описі технологічного насосного обладнання використовуються деякі терміни, які є специфічними для такого типу обладнання [3]:

- Насос - гідравлічна машина, що створює напірне переміщення рідини при повідомленні енергії.
- Насосний агрегат (НА) – сукупність насоса, електроприводу та передавального механізму (муфта, редуктор, шків).
- Насосна установка (НУ) - комплекс обладнання, що забезпечує необхідний режим роботи насосів одного або декількох насосних агрегатів. НУ складається з одного або кількох насосних агрегатів, трубопроводів, запірної та регулюючої арматури, контрольно-вимірювальної апаратури, а також апаратури управління та захисту.
- Насосна станція (НС) - споруда, що включає одну або кілька насосних установок, а також допоміжні системи та обладнання.

Класифікація всіх насосів поділена на види та різновиди за різними ознаками, наприклад, за принципом дії конструкції.

Умовно насоси можна розділити на дві групи:

- 1) насоси-машини, що приводяться в дію за допомогою двигунів;
- 2) насоси-апарати, що діють за рахунок інших джерел енергії і не мають робочих органів, що рухаються.

Насоси-машини бувають:

- лопатеві (відцентрові, осьові, вихрові);
- об'ємні (поршневі, роторні, шестеренні, гвинтові, перистальтичні та ін.).

Насоси - апарати бувають:

- струменеві;
- газліфти (у тому числі ерліфти);

Крім цього відомі пристрої та іншого призначення:

- Вакуумні насоси;
- Теплові насоси.

Лопатеві насоси є основним типом насосів (не менше 75% промислових насосів) за продуктивністю, універсальністю та поширеністю.

Відцентрові насоси становлять основний клас насосів [3].

Перекачування рідини або створення тиску здійснюється обертанням одного або кількох робочих коліс. В результаті впливу робочого колеса рідина виходить з нього з більш високим тиском і більшою швидкістю, ніж при вході. При цьому відбувається поворот потоку рідини на 90° від осевого напрямку до радіального. Вихідна швидкість перетворюється в корпусі відцентрового насоса тиск перед виходом рідини з насоса.

В даній роботі ми акцентуємо увагу на відцентрових насосах горизонтального типу виробництва ПП «ПЛМЗ» [4], м. Полтава, а точніше на насосних агрегатах, де в складі агрегату є насос, двигун та трансмісія (тип передачі).

Відцентрові насоси – це динамічні лопатеві насоси, які працюють на принципі використання відцентрової сили і в яких робочим органом є робоче колесо (рис. 1).

На рис. 1.2 зображено відцентровий насос виробництва ПП «Полтавський ливарно-механічний завод».

Насосні установки щорічно витрачають близько 20% електроенергії, що виробляється енергосистемами. Нині більшість насосних установок працюють з вкрай малою енергоефективністю, що, в свою чергу, обумовлено невідповідним вибором електроприводу та трансмісії. Втрати електроенергії становлять 10,15%, інколи досягають 20,25% споживаної електроенергії [3].

1.2 Типи трансмісій та їх характеристика

Насос відповідає за перекачування рідини або іншого робочого середовища з одного місця в інше. Він може бути різних типів, таких як відцентровий, зубчастий, діафрагмовий і т. д., в залежності від конкретних вимог і застосувань. Трансмісія - це механізм, який передає рух або обертальний момент від джерела потужності (наприклад, двигуна) до насосного механізму. Трансмісія може бути внутрішнього чи зовнішнього виду, і вона допомагає контролювати швидкість та обертальний момент насосу [5].

Трансмісія насосних агрегатів визначається конкретним застосуванням та умовами роботи. Ось декілька типів трансмісій, які можуть використовуватися в насосних агрегатах та їх характеристики [6, 7]:

Пряма механічна трансмісія.

Характеристики: В цьому типі трансмісії рух передається безпосередньо від джерела потужності (наприклад, двигуна) до насосного механізму за допомогою механічних компонентів, таких як вал, шестерня, зубчасті колеса тощо.

Переваги: Простота конструкції, низька вартість, висока ефективність передачі потужності.

Недоліки: Вимоги до точності виготовлення, можливість перевантаження при різних навантаженнях.

Гідравлічна трансмісія.

Характеристики: Використовує гідравлічну рідину для передачі руху або обертового моменту. Включає насос, гідравлічні циліндри та трубопроводи.

Переваги: Гладка передача потужності, можливість контролю швидкості та обертового моменту, використовується для працюючих в умовах з великими навантаженнями.

Недоліки: Вимоги до регулярного обслуговування і обслуговування гідравлічної рідини, можливий ризик витіку рідини.

Електрична трансмісія.

Характеристики: Використовує електричну потужність для передачі руху або обертового моменту. Включає електродвигуни, генератори та електричні кабелі.

Переваги: Плавне керування, можливість регулювання швидкості та напруги, використовується для електронних систем керування.

Недоліки: Вимоги до джерела електроенергії, потребує контролю та обслуговування електричних компонентів.

Гібридна трансмісія.

Характеристики: Комбінує різні типи трансмісій, такі як механічні та електричні, для оптимізації продуктивності та ефективності в різних умовах.

Переваги: Комбінація переваг різних типів трансмісій, зниження споживання пального та викидів.

Недоліки: Складніше в обслуговуванні та дорожче в установці.

Вибір конкретного типу трансмісії для насосного агрегата залежить від ваших конкретних потреб, типу насосу, умов роботи та ефективності, яку ви прагнете досягти.

Для центробіжних насосів можна використовувати різні типи трансмісій (передач), щоб передавати рух від джерела енергії (наприклад, двигуна) до самого насосу. Розглянемо основні типами трансмісій для центробіжних насосів:

Прямі передачі – використовуються для передачі руху без будь-яких інших проміжних елементів, таких як паси або ланцюги. Це може бути проста механічна з'єднаність між валами двигуна і насосу або черв'ячна передача. Прямі передачі можуть бути ефективними та надійними, але вони не дозволяють змінювати швидкість обертання насосу без зміни обертової швидкості двигуна.

Пасові передачі - використовуються для передачі руху за допомогою гумових пасів або ременів. Вони дозволяють регулювати швидкість обертання насосу, змінюючи розмір і діаметр шківів. Пасові передачі також можуть амортизувати удари та вібрацію, що допомагає забезпечити плавну роботу насосу.

Клинопасові передачі - передачі є комбінацією пасової і прямої передачі. Вони використовують клинові паси, які надійно тримаються на клинових шківках. Цей тип передачі також дозволяє регулювати швидкість обертання насосу та має певні переваги для центробіжних насосів.

Гідротрансмісії - використовують гідравлічні системи для передачі руху. Вони можуть бути використані для регулювання швидкості обертання насосу та мають високу ефективність, але вони складніше в обслуговуванні.

Вибір типу трансмісії для центробіжного насосу залежить від конкретних вимог до системи, потужності насосу, швидкості обертання і

інших факторів. Необхідно ретельно розглянути всі вимоги та переваги, перш ніж зробити вибір [8, 9].

1.3. Муфта та її призначення в насосному агрегаті

Муфта можуть служити для забезпечення ефективної роботи насосного агрегату, дозволяючи контролювати швидкість та потужність насосу, а також виключати його в разі потреби [10]. Вони є важливими компонентами в системі перекачування рідини та інших матеріалів у різних галузях, включаючи промисловість, сільське господарство, будівництво та багато інших сфер.

Муфта може використовуватися для з'єднання або роз'єднання двох валів, які є частиною трансмісії. Вона дозволяє регулювати передачу руху між джерелом потужності і насосним механізмом. Муфти передачі дозволяють передавати рух та енергію від джерела потужності до насосного агрегата та контролювати цей процес за допомогою з'єднання та роз'єднання валів.

Загалом, насосні агрегати та муфти передачі використовуються разом для забезпечення ефективної роботи систем перекачування рідини та інших матеріалів у різних галузях промисловості і технічних застосувань.

Існує кілька типів муфт, які можна використовувати в системах центробіжних насосів. Ось деякі з них [3, 11]:

Муфти пружні (Еластичні муфти): Ці муфти мають еластичні елементи, які дозволяють компенсувати невеликі відхилення і нерівності між валами. Вони можуть вбирати удари та вібрацію, що допомагає зменшити навантаження на валу і підшипниках. Еластичні муфти добре підходять для систем, де є можливість виникнення невеликих відхилень у взаємному положенні валів.

Муфти жорсткі (Жорсткі муфти): Жорсткі муфти не мають еластичних елементів і передають рух без жодного відгину чи вібрації. Вони використовуються в системах, де вимоги до точності передачі великі, і

невеликі відхилення не допускаються. Однак вони менше амортизують удари і вібрацію порівняно з еластичними муфтами.

Муфти вакуумні (Муфти з вакуумним затиском): Ці муфти використовують вакуум для створення тривалого з'єднання між валами. Вони можуть бути корисними в системах, де важливо мати стійке і надійне з'єднання, а також де вимагається мінімальне утворення звуків або вібрації.

Муфти зубчасті (Зубчасті муфти): Ці муфти використовуються для передачі руху за допомогою зубчастих коліс або шестерень. Вони дозволяють передавати велику потужність і вимагають мінімального зазору між валами.

Муфти гідродинамічні (Гідродинамічні муфти): Гідродинамічні муфти використовують гідравлічний зв'язок для передачі руху. Вони можуть регулювати обертовий момент і забезпечити плавний пуск системи [12].

Муфти вентильовані (Вентильовані муфти): Вентильовані муфти мають спеціальні канали для охолодження і вентиляції, що дозволяє їм працювати при великих обертових швидкостях та високих температурах.

Вибір конкретного типу муфти залежить від ваших потреб і конкретних вимог до системи. Ураховуйте параметри, такі як обертовий момент, швидкість обертання, відхилення валів і навантаження, при виборі муфти для центробіжного насосу.

Еластичні муфти використовуються для з'єднання валів і компенсації відхилень та вібрації в системах центробіжних насосів. Вони допомагають передавати рух від двигуна до насосу, забезпечуючи гнучкість і амортизацію ударів. Ось деякі типи еластичних муфт, які можуть бути використані для центробіжних насосів, та їх характеристики:

Муфта типу "Spider" (Spider Coupling): має гумову "павутину" або "павутина", яка забезпечує еластичність. Добре амортизує вібрацію та удари. Висока міцність і довговічність. Застосовується в різних галузях, включаючи нафтохімічну промисловість та машинобудування.

Муфта типу "Bellows" (Bellows Coupling): Має гнучкі металеві балки, які компенсують відхилення. Висока точність та відмінна латентність.

Використовується в точних промислових механізмах, лазерних системах та інших ділянках, де потрібна висока точність.

Муфта типу "Jaw" (Jaw Coupling): Складається з двох половинок з різьбовими штифтами, які з'єднуються разом. Добре компенсує відхилення та вібрацію. Використовується в машинобудуванні та інших галузях, де є потреба великої міцності.

Муфта типу "Diaphragm" (Diaphragm Coupling): Виготовлена з металевого діафрагми, яка компенсує відхилення та вібрацію. Забезпечує високу точність і довговічність. Зазвичай використовується в важких промислових умовах.

Муфта типу "Torsional" (Torsional Coupling): Має два металеві кільця, які обертаються одне відносно іншого. Добре компенсує обертовий момент і торсійні навантаження. Використовується в системах з високими обертовими моментами, таких як центробіжні насоси.

Кожен тип муфти має свої переваги і обмеження, і вибір конкретної муфти залежить від ваших потреб і вимог до системи. Необхідно ретельно розглянути всі параметри, такі як потужність, швидкість обертання, відхилення валів і вібрація, перед вибором еластичної муфти для центробіжного насосу.

Жорсткі муфти, які також відомі як нерухомі муфти або жорсткі з'єднання, призначені для передачі руху між валами без будь-якого жодного відгину чи вібрації. Вони дуже точні та ефективні, і використовуються там, де вимоги до точності і надійності високі. Ось деякі типи і характеристики жорстких муфт, які можуть використовуватися для центробіжних насосів:

Муфта з прямими зубцями (Gear Coupling): Виготовлена з двох зубчастих коліс, які з'єднуються разом. Добре передає крутний момент і великі потужності. Висока міцність і стійкість до великих навантажень.

Використовується в промислових системах, де потрібно передавати великі обертові моменти, наприклад, в центробіжних насосах для нафтохімічної промисловості.

Муфта типу "Disc" (Disc Coupling): Складається з тонких металевих дисків або лопаток, які з'єднують вал. Висока точність і міцність. Здатна компенсувати відхилення і вібрацію. Застосовується в точних системах і механізмах, де важлива висока точність.

Муфта типу "Diaphragm" (Diaphragm Coupling): Має гнучкі металеві діафрагми, які з'єднують вал. Добре передає обертовий момент і компенсує відхилення. Висока точність та стійкість до агресивних середовищ. Використовується в промислових механізмах, де важлива точність і стійкість до впливу зовнішніх факторів.

Муфта типу "Grid" (Grid Coupling): Складається з сітки з металевих прутів, яка з'єднує вал. Добре амортизує вібрацію та удари. Застосовується в системах, де важлива амортизація і висока міцність.

Муфта типу "Pin and Bush" (Pin and Bush Coupling): Має валки і гільзи, які з'єднують вал. Добре передає обертовий момент і амортизує вібрацію. Використовується в різних галузях, включаючи машинобудування і нафтохімічну промисловість.

Муфти вакуумні для центробіжних насосів використовуються для з'єднання валів і забезпечення герметичного з'єднання в умовах низького тиску або вакууму. Ось деякі типи і характеристики вакуумних муфт:

Муфта типу "Dry-Running" (Сухобігнальна муфта): Розроблена спеціально для роботи в вакуумних умовах, де відсутній мастильний матеріал.

Володіє герметичністю і надійністю в низькому тиску. Зазвичай використовується в процесах вакуумного виробництва та нафтохімічній промисловості.

Муфта типу "Magnetic" (Магнітна муфта): Використовує магнітне поле для передачі руху без контакту. Герметична і беззатримна передача обертового моменту. Зазвичай застосовується в умовах, де не допускається забруднення середовища мастильними речовинами.

Муфта типу "Bellows" (Bellows Coupling): Виготовлена з герметичних гнучких металевих балок або діафрагм. Забезпечує герметичність і передачу

руху в вакуумних умовах. Має високу міцність і стійкість до вакуумного середовища.

Муфта типу "Bellow Seal" (Муфта з ущільнювальною манжетою): Має спеціальну ущільнювальну манжету, яка запобігає проникненню повітря чи газу в систему. Забезпечує надійну герметичність при вакуумному навантаженні. Використовується в вакуумних системах, де важлива запобігання витоку повітря.

Муфта типу "Rotary Labyrinth Seal" (Муфта з вентильованим ущільненням): Використовується в системах з великим вакуумним навантаженням. Має вентильовану конструкцію, яка запобігає проникненню повітря в систему. Забезпечує надійну герметичність і запобігає витоку газу.

Вибір конкретного типу вакуумної муфти залежить від ваших вимог до герметичності, надійності та умов роботи в системі центробіжного насосу в вакуумному середовищі.

Муфти зубчасті використовуються для з'єднання валів і передачі обертового моменту в системах з центробіжними насосами. Вони відрізняються високою точністю, ефективністю і надійністю. Ось деякі типи і характеристики зубчастих муфт:

Зубчаста муфта (Gear Coupling): Складається з двох зубчастих коліс, які взаємодіють між собою. Забезпечує високу точність і передачу обертового моменту. Має високу міцність і стійкість до великих навантажень.

Використовується в промислових системах, де потрібно передавати великі обертові моменти, таких як центробіжні насоси для нафтохімічної промисловості.

Зубчаста муфта з гумовим елементом (Grid Coupling): Має спеціальний гумовий елемент, який амортизує вібрацію і удари. Забезпечує точність та довговічність. Використовується в системах, де важлива амортизація вібрації, наприклад, у водопостачальних насосах.

Зубчаста муфта з металевими зубами (Metallic Gear Coupling): Має металеві зуби, які з'єднуються між собою. Добре передає обертовий момент і

витримує великі навантаження. Зазвичай використовується в важких умовах і в екстремальних температурах.

Зубчаста муфта з нерухомими зубами (Flanged Gear Coupling): Має зубчасті колеса з фланцями для кріплення. Забезпечує герметичність і передачу обертового моменту. Використовується в системах з високим тиском і вакуумом, де важлива герметичність.

Зубчаста муфта з гумовими зубами (Polyurethane Gear Coupling): Має гумові зуби для амортизації вібрації і ударів. Добре підходить для додаткової захисту від навантажень. Використовується в системах, де потрібна додаткова амортизація і захист від ударів.

Муфти гідродинамічної передачі (гідромуфти) використовуються для з'єднання валів і передачі обертового моменту в системах з центробіжними насосами. Гідромуфти працюють на основі гідродинамічного ефекту та використовують робочу рідину (зазвичай масло) для передачі руху.

Постійної потужності (Fixed-Speed) Гідромуфта: Призначена для фіксованих швидкостей обертання. Зазвичай використовується в системах, де обертовий момент залишається сталим, наприклад, вентилятори або конвеєри.

Змінної потужності (Variable-Speed) Гідромуфта: Дозволяє змінювати швидкість обертання і обертовий момент. Використовується в системах, де необхідно регулювати швидкість насосу, наприклад, вентилятори, компресори або транспортні системи.

Короткозамкнена (Torque Converter) Гідромуфта: Має спеціальний змінний насос та турбіну для збільшення обертового моменту. Використовується в автомобільних трансмісіях для автоматичних коробок передач.

Легка (Fluid Coupling) Гідромуфта: Має спрощену конструкцію і забезпечує плавний перехід від холостого ходу до робочого режиму. Зазвичай використовується в системах, де важливий плавний пуск, наприклад, центробіжні насоси.

Запасна Гідромуфта (Clutch-Type) Гідромуфта: Має електромагнітну сполуку, яка дозволяє відключити гідромуфту. Застосовується в системах, де необхідно вимикати гідромуфту для зменшення втрат енергії, наприклад, у спеціальних механізмах.

Гідромеханічна Муфта (Hydro-Mechanical Coupling): Комбінує гідродинамічний та механічний ефекти для керування передачею обертового моменту. Застосовується в різних галузях промисловості для регулювання обертового моменту та швидкості.

Муфти вентильовані для центробіжних насосів використовуються для з'єднання валів і передачі обертового моменту, при цьому вони забезпечують додаткове охолодження. Ось деякі типи і характеристики вентильованих муфт:

Муфта вентильована з водяним охолодженням: Використовує воду для охолодження муфти під час роботи. Забезпечує стабільну температуру і захищає муфту від перегріву. Зазвичай використовується в важких промислових умовах, де необхідно додаткове охолодження.

Муфта вентильована з повітряним охолодженням: Використовує повітря для охолодження муфти. Ефективна і надійна охолоджуюча система. Використовується в системах, де важливе охолодження і вентиляція, наприклад, вентилятори і компресори.

Муфта вентильована з газовим охолодженням: Використовує газ для охолодження муфти. Ефективна і стійка до високих температур. Зазвичай використовується в системах з великими температурними навантаженнями.

Муфта вентильована з охолоджувальними каналами: Має спеціальні канали для проходу охолоджуючого середовища. Забезпечує рівномірне охолодження муфти та передачу обертового моменту. Використовується в системах, де необхідне точне охолодження.

Муфта вентильована з інтегрованим охолоджувальним насосом: Має вбудований насос для циркуляції охолоджуючого середовища. Забезпечує надійне охолодження і роботу при високих температурах. Використовується в

системах з великими обертовими моментами та великими температурними навантаженнями.

Зазвичай використовується в прямих передачах трансмісій центробіжних шламових, ґрунтових, піскових насосах – пружні муфти.

Пружна муфта втулично пальчикова та пружна муфта пелюсткова. Муфта пружна втулично-пальцева відноситься до типу пружних муфт. Ця муфта використовується для з'єднання валів і передачі обертового моменту в системах з центробіжними насосами, а також іншими обладнаннями.

Основна особливість пружних муфт полягає в наявності гнучких елементів (пружин або гумових втулок), які дозволяють амортизувати удари, вібрацію та різні навантаження. Пружні втулки або пальці у таких муфтах дозволяють компенсувати деякі відхилення і розгортаються при з'єднанні валів.

Муфта пружна втулично-пальцева є однією з модифікацій пружних муфт і використовується в різних галузях промисловості, включаючи нафтогазову, хімічну, металургійну, машинобудівну і багато інших, де потрібно з'єднання валів з компенсацією ударів і вібрації.

Пружні втулично-пальцеві муфти є популярним вибором для багатьох застосувань, де потрібна гнучкість, амортизація і надійність в передачі обертового моменту. Вони допомагають забезпечити стабільну роботу системи з насосом і захищають обладнання від надмірної вібрації та ударів.

Муфта пелюсткова (або муфта дискова) - це тип муфти, яка використовується для з'єднання валів і передачі обертового моменту в системах з насосами та іншими обладнаннями. Муфта пелюсткова має компактну конструкцію, що дозволяє встановлювати її в обмеженому просторі. Це особливо важливо в тісних умовах монтажу.

Зазвичай муфти цього типу не вимагають регулярного змащування або обслуговування, що зменшує витрати на обслуговування. Муфти пелюсткової конструкції відомі своєю довговічністю та надійністю, особливо при правильному обслуговуванні. Вони здатні амортизувати удари і вібрацію, що

може бути корисним для захисту обладнання від пошкоджень. Муфти пелюсткової конструкції можуть компенсувати деякі відхилення між валами. Вони можуть відсунутися під навантаженням, захищаючи обладнання від перевантажень. Ефективність передачі обертового моменту: Муфти пелюсткової конструкції можуть передавати обертовий момент ефективно і без великих втрат.

Вибір муфти залежить від конкретних вимог і умов роботи системи з насосом [9]. Вони є популярними для багатьох застосувань завдяки своїм перевагам у компактності, ефективності і надійності [13, 14].

1.4 Висновки до розділу 1

1. Здійснено аналіз різних типів насосних агрегатів та їхніх основних характеристик. Насосні агрегати є важливими компонентами в різних галузях промисловості та інженерії, і їх класифікація допомагає визначити найбільш підходящий тип для конкретного застосування.
2. Досліджено різні типи трансмісій, які використовуються в насосних агрегатах, і їх основні характеристики. Трансмісія є ключовою складовою в передачі обертового моменту від приводу до насоса та впливає на ефективність та надійність роботи системи.
3. Детально розглянуто роль та призначення муфти в насосних агрегатах. Муфта є важливим елементом для передачі руху та обертового моменту в системі, і вона грає ключову роль у забезпеченні надійності та ефективності роботи насосного агрегату.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РОБОТИ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

1.1 Вибір об'єкта дослідження

Вибір об'єкта дослідження є важливим для проведення аналізу та дослідження прямих та пасових передач трансмісії для насосних агрегатів підприємства ПП «Полтавський ливарно-механічний завод». Металургійні підприємства, такі як цей завод, споживають значну кількість енергії та операційних ресурсів у своєму виробництві, включаючи використання насосних агрегатів для перекачування рідин та матеріалів.

Полтавський ливарно-механічний завод - металургійне підприємство [4], засноване 1979 року із повним замкнутим циклом виробництва (від лиття до виходу готової продукції). Деякі загальні характеристики підприємства: потужність ливарного цеху – 3000 тон; загальна площа – 5,5 га; чисельність працюючих – 420 чол.

Підприємство має закінчений цикл розрахунку, проектування та виробництва насосів, насосних установок та комплексних машин для гідротранспорту. В тому числі: 1. Конструкторсько-проектне бюро. 2. Ливарний цех. 3. Механічний цех. 4. Модельна ділянка. 5. Складальний цех. 6. Ділянка для будівництва земснарядів.

Полтавський ливарно-механічний завод – найбільше в Європі підприємство, що спеціалізується на випуску ґрунтових (шламових, багерних) насосів, напівзанурювальних, водяних та каналізаційних насосів, вуглесосів та запасних частин до них, а також іншої продукції.

Сфера застосування насосів виробництва ПП «ПЛМЗ»:

1. Гірничо-збагачувальні та металургійні підприємства:

а) збагачення всіх видів руд (на збагачувальних фабриках)

б) перекачування хвостів

в) гідротранспорт

2. Теплоелектростанції - працюючі на вугіллі та іншому твердому паливі (зола та шлаку видалення).

3. Водоканали – гідротранспорт.

4. Металургійні заводи – видалення шлаків та окалини.

5. Цементні заводи (виробництво «мокрим способом»).

6. Земснаряди та рефулери (видобуток матеріалів, днопоглиблювальні роботи та інше).

7. Видобуток нерудних матеріалів (золото, алмази, пісок, щебінь та інше).

Завод випускає ґрунтові насоси с діаметром всаса від 2-х до 28-ми дюймів, продуктивністю від 20 до 19000 м³/год, з напором від 20 до 160м водяного стовпа.

Також насоси II-го покоління – водяні та каналізаційні, з діаметром всаса від 4-х до 22-х дюймів.

Маркування насосів виробництва ПП «ПЛМЗ»

10/8 W - B - (4L) - 750R - 90 - PET

XX/XX XX - X - (XXX) - XXXX - XXX - PET

1 2 3 4 5 6 7 8

Розшифрування найменувань насосів ПП «ПЛМЗ»:

1. Діаметр патрубку всасу в дюймах (від 2" до 28") (36");

2. Діаметр патрубку нагнітання в дюймах (від 1,5" до 24") (32");

3. Серія насоса (1 – 2 літери). Випускаються кілька серій насосів, різних по геометрії проточної частини, залежно від роботи, яку насосу належить виконувати:

- W, WK – високонапірні універсальні насоси;

- MV – насоси середнього напору з максимальним ККД для роботи на ОФ;

- HG – насоси для великих обсягів перекачування;

- GR – те саме, з можливістю перекачування максимальних фракцій;

- LG – високооборотний, для великих обсягів перекачування рідких пульп, максимально підходить для хвостових господарств ГЗК;

- CW, DW – clear water / dirty water – насоси для чистих або стічних вод спрощеною конструкцією робочих органів;

4. Схема складання робочого органу - A, B, C, D.

5. Типорозмір та конструкція стійки – цифри та літери. Літери можуть бути відсутні, якщо конструкція стійки стандартна – лита на рідкому мастилі:

- цифри від 0 до 11 – типорозмір стійки;

Букви:

- L - полегшений варіант на зварній рамі

- S – тверде мастило

- V – вертикальне виконання

6. Діаметр колеса робітника в мм та напрямок обертання:

- Діаметр від 240 до 1890 мм;

- R або L – напрямок обертання.

7. Ширина протоки в робочому колесі в мм (від 25 до 350 мм).

8. Умовне позначення підприємства-виробника.

Таким чином, відповідно до нормативної документації розглянемо приклад позначення: 12/10HG-C-(6SL)-710R-180-PET – насос гравійний, з діаметром патрубків всасу/напору 12/10 дюймів, дводисковий однокорпусний, на стійці № 6 полегшеного варіанту, на твердому мастилі, 710 мм, правого обертання, із шириною робочої камери 180 мм, виробництва PET.

2.1 Обґрунтування та аналіз сфер застосування насосних агрегатів підприємства ПП «ПЛМЗ»

Продукція підприємства ПП «Полтавський ливарно-механічний завод» представлена [4]:

1. Однокорпусні, однодискові з єдиною (цілісною) деталлю (корпус/диск всмоктувальний/всмоктувальний патрубок). Проста, дешева та

ремонтпридатна конструкція (Рис. 2.1). Рекомендується для використання у відносно легких умовах. Виконуються у розмірності 5"-8" по всасу.

Вони складаються з наступних компонентів:

Корпус: Це основний елемент насосного агрегата, в якому розміщена робоча камера та механізми для створення потоку рідини.

Диск всмоктувальний: Диск, що відповідає за всмоктування рідини в насосний агрегат з навколишнього середовища.

Всмоктувальний патрубок: Патрубок, який забезпечує входження рідини з навколишнього середовища до насосного агрегата через диск всмоктувальний.

Ці насосні агрегати мають цікаву конструкцію, де всі ці елементи є цілісною деталлю, що спрощує їх збірку та обслуговування. Вони зазвичай використовуються для певних специфічних завдань, де важливо мати компактний та ефективний насосний механізм. Такі насосні агрегати можуть бути використанні у водопостачанні, хімічній промисловості, в побутових системах тощо, в залежності від їхньої конкретної конструкції та характеристик.

2. Півторакорпусні, однодисккові. Для стаціонарної установки у відносно легких умовах (ТЕС, ГРЕС). Поєднують високу надійність із відносною простотою та дешевизною (Рис. 2.2). Виконуються у розмірності 10"-12".

Вони складаються з часткового корпусу та одного диска, який відповідає за створення потоку рідини. Призначаються для стаціонарної установки у відносно легких умовах, таких як теплові та гідроелектростанції (ТЕС, ГРЕС). Це може включати водопостачання, охолодження обладнання, перекачування рідин в теплових і гідравлічних системах та інші схожі застосування.

Характеризуються високою надійністю, розроблені для довготривалого та надійного функціонування в стаціонарних умовах. Конструкція цих насосних агрегатів спрощує їх збірку та обслуговування, а також знижує вартість виробництва та обслуговування.

Ці насосні агрегати ідеально підходять для застосувань у стаціонарних енергетичних установках, де вимоги до надійності та ефективності є важливими. Вони можуть забезпечувати стабільну роботу умовах, де потрібно перекачувати рідини чи працювати в циркуляційних системах. Розумний вибір для ТЕС, ГРЕС та інших подібних застосувань, де важлива комбінація надійності та доступної вартості обладнання [15].

3. Однокорпусні, дводискові. Застосовуються для роботи у важких та особливо важких умовах роботи з різною фракцією та нестабільними умовами роботи (Рис. 2.3). Виконуються у розмірності 10"-20".

Описані вами насосні агрегати – це однокорпусні, дводискові насоси, які використовуються для роботи у важких та особливо важких умовах. Насос складається з одного корпусу та двох дисків (відомих як дводисковий насосний механізм), які відповідають за створення потоку рідини. Вони використовуються у важких та особливо важких умовах роботи, що включає роботу з різною фракцією та нестабільними умовами роботи. Це може бути вугільні шахти, рудники, нафтові та газові видобуткові платформи, а також інші виробничі об'єкти, де важливо забезпечити надійну роботу в умовах збуреного середовища.

Такі насоси зазвичай мають підвищену надійність і здатні працювати в надзвичайно вимогливих умовах без серйозних поломок. Здатні робити з різною фракцією та нестабільними умовами роботи, що робить їх ідеальними для завдань, де рідини мають різну густину, тиск і температуру.

Ці насосні агрегати підходять для важких та особливо важких промислових умов, де вимагається висока продуктивність та надійність, а також можливість працювати з різними типами рідин та підвищеною зносостійкістю в умовах збуреного середовища.

4. Двокорпусні, дводискові. Застосовуються для роботи у важких та особливо важких умовах роботи з різною фракцією та нестабільними умовами роботи (рис. 2.4). Виконуються у розмірності від 20" та вище [16].

Описані насосні агрегати – це двокорпусні, дводискові насоси, які призначені для роботи у надзвичайно важких умовах. Це означає, що вони мають два корпуси та два диски (дводисковий насосний механізм), які створюють потік рідини. Вони призначені для роботи у важких та особливо важких умовах, де необхідна надійність та продуктивність, а також здатність працювати з різною фракцією рідини та в нестабільних умовах роботи. Такі насоси можуть бути застосовані у вугільних шахтах, рудниках, нафтових та газових платформах, великих промислових установках і т. д.

Ці насоси зазвичай мають підвищену надійність і розроблені так, щоб витримувати важкі умови роботи та агресивні середовища. Вони спроектовані для роботи з різною фракцією рідини та нестабільними умовами роботи, що робить їх ідеальними для важких промислових завдань, де важлива надійність та великі об'єми перекачування [17]. Ці двокорпусні, дводискові насоси використовуються у важких та особливо важких промислових умовах, де вимагаються надійність та висока продуктивність. Вони можуть бути важливим компонентом для забезпечення ефективності та безпеки виробничих процесів у таких галузях, як енергетика, гірничодобувна та нафтогазова промисловість [18].

2.3 Обґрунтування параметрів регулювання роботи насосів

З метою регулювання роботи насосів, а також для забезпечення необхідного ККД, використовують сукупність прийомів зміни характеристики системи насос-мережа з метою забезпечення заданих параметрів використовуваного споживачем середовища, що перекачується, при зміні умов роботи системи або відповідно до вимог технологічного процесу.

Причому ефективне вирішення питань регулювання значною мірою визначає економічні показники обладнання насосів, оскільки в середньому цей клас машин більше половини часу працює в нерозрахункових режимах.

Регулювання насосів можна розділити на дві групи [16-18]:

1) регулювання зміною характеристики системи, наприклад, шляхом підбору відповідної трансмісії: пряма передача (муфтове з'єднання) або шків-пасова передача (з'єднання насоса та двигуна через комплекти шківів та пасів);

2) регулювання шляхом зміни характеристики насоса, наприклад, шляхом зміни частоти обертання, зміною форми та розмірів проточної частини, шляхом часткового відбору рідини з проміжної системи тощо.

Вибір способу регулювання при розробці та проектуванні насоса або ж насосного агрегату визначається багатьма чинниками, основні у тому числі такі: необхідна глибина регулювання, характеристика мережі, особливості приводу насоса, час роботи в нерозрахункових режимах, ефективність методу регулювання, вартість системи, особливості умов експлуатації.

Регулювання за допомогою трансмісії - це найпростіший і надійніший метод регулювання, який зводиться до постановки перед насосом або приєднання до мережі за насосом вибраного типу трансмісії, величину якого, при необхідності, можна змінювати. При цьому ККД цього способу знижується пропорційно квадрату діапазону регулювання подачі.

Регулювання зміною проточної частини насоса містить у своїй основі використання двох факторів:

1) можливості зміни напору ступеня при заданій продуктивності шляхом зміни окружних складових швидкостей на вході та виході робочих елементів;

2) можливості зниження газодинамічних втрат у лопаткових апаратах та інших елементах під час роботи насоса на нерозрахункових режимах шляхом підтримки оптимальних кутів натікання потоку на вході в ці елементи.

Регулювання поворотом напрямних лопаток осьових насосів або застосуванням спеціальних радіальних вхідних регульованих апаратів у

відцентрових насосах набуло нині досить широкого поширення. Можливі й інші способи зміни геометрії проточної частини (поворот лопаток дифузора, зміна ширини безлопаткової ділянки перед дифузоровим та ін), однак через конструктивну складність їх застосування обмежено.

Найбільший економічний ефект здебільшого дає регулювання насоса шляхом зміни частоти обертання приводного двигуна. При цьому як двигуни використовуються в основному надійні та дешеві асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором і тільки при потужностях понад 200 кВт у ряді випадків можливе застосування синхронних електродвигунів. Електроприводи постійного струму використовують не часто, переважно у випробувальних установках.

Застосування потужних синхронних електродвигунів виправдане для електроприводу, що не регулюється. У цьому випадку використовується можливість роботи електродвигуна як синхронного компенсатора реактивної енергії. Відповідно, в такому випадку – трансмісія використовується виключно через муфтові з'єднання (пряма передача).

У разі регульованого електроприводу синхронні електродвигуни вимагають наявності системи регулювання струму збудження ротора і як і асинхронні приводи комплектуються додатково перетворювачами частоти.

Регулювання асинхронного електродвигуна насосного агрегату за допомогою шківо-пасової передачі є найбільш вигідним та економічним способом керування. При цьому, можливе застосування різних типів шківо-пасових передач: шківо-пасова передача з використанням клинових пасів, шківо-пасова передача з використанням зубчастих ременів.

Невисокі вимоги до якості регулювання тиску та витрати зумовлюють можливість застосування найпростіших і недорогих шківо-пасових передач, широкий вибір яких є на сучасному ринку.

Шківо–пасова передача може бути легко впроваджена у вже існуючу систему без складної реконструкції установки.

Загалом застосування шків-пасової передачі в насосних установках дає наступні переваги:

- 1) економія електроенергії (до 50%);
- 2) економія продукту, що транспортується, за рахунок зниження невиробничих витрат
- 3) зниження аварійності пневматичної чи гідравлічної мережі з допомогою підтримки мінімально необхідного тиску;
- 4) зниження аварійності електричної мережі та самого агрегату за рахунок можливості застосування плавного пуску, підвищення надійності електрообладнання;
- 5) зниження рівня шуму, створюваного установкою;
- 6) зручність автоматизації та простота впровадження.

Підбір трансмісії при проектуванні насосного обладнання для заданих технічних характеристик – здійснюється на основі опитувального листа (додаток 1).

В опитувальному листі вказується необхідні характеристики насосу (параметри середовища, що перекачуються), необхідне розміщення електродвигуна до насосу (схема розміщення), необхідна потужність електродвигуна та орієнтований вибір трансмісії.

Після опрацювання технічними службами із застосуванням спеціальних комп'ютерних програм – визначається те насосне обладнання, яке, при заданих технічних параметрах, буде працювати найефективніше. В тому числі, визначається необхідний електропривід (не завжди той, що вказується в опитувальному листі) та необхідний тип трансмісії.

2.4. Обґрунтування технічних параметрів при виборі електродвигуна для насосного агрегату

Вибір потужності та типу електродвигуна для насосного агрегату залежить від конкретних вимог, таких як розмір насосу, тип робочого

середовища, об'єм перекачування, тиск, швидкість та ефективність. Ось кілька ключових кроків для вибору правильної потужності та типу електродвигуна [19, 20].

Вибір потужності та типу електродвигуна

Потужність визначається:

$$P_n = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta_n} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,139 \cdot 150}{1000 \cdot 0,81} = 252.51 \text{ кВт} \quad (2.1)$$

де Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$$Q = \frac{500 \text{ м}^3/\text{ч}}{3600} = 0,139 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.2)$$

H – напір, м; ρ – максимальна густина перекачуваного середовища, $\text{кг}/\text{м}^3$; η_n – ККД насоса.

Потужність приводного електродвигуна вибирають на основі наведеної формули, але з урахуванням можливого відхилення режиму роботи насоса від його номінального (паспортного) режиму. Щоб не перевантажувати двигун за будь-яких режимів, його потужність вибирають із запасом:

$$P_d = \frac{k \cdot P_n}{\eta_{п}} = \frac{1,1 \cdot 252.51}{0,98} = 283.43 \text{ кВт} \quad (2.3)$$

де $\eta_{п}$ – ККД передачі, при з'єднанні валів двигуна та насоса муфтою $\eta_{п}=0,98$; k – коефіцієнт запасу, вибираємо $k=1,1$, оскільки ЕД є приводом насоса, що працює при постійному навантаженні у тривалому режимі, і має рідкісні пуски при закритій засувці [20].

Вибираємо асинхронний двигун типу 4АНК280М6У3, характеристики якого наведені в таблиці 2.1.

Швидкість обертання двигуна збігається з необхідною швидкістю обертання насоса, отже, немає необхідності застосування передачі.

Номінальна швидкість обертання визначається за формулою:

$$n_{\text{ном}} = n_0(1 - s_{\text{ном}}) = 1000(1 - 0,036) = 964 \text{ об/хв.} \quad (2.4)$$

- Номінальна частота обертання двигуна:

$$\omega_{\text{ном}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ном}}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 964}{60} = 100,9 \text{ рад/с.} \quad (2.5)$$

– Синхронна частота обертання двигуна:

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_0}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1000}{60} = 104,6 \text{ рад/с.} \quad (2.6)$$

- Критичне ковзання:

$$s_k = s_{\text{ном}} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,036 \cdot (1,9 + \sqrt{1,9^2 - 1}) = 0,13 \quad (2.7)$$

- Номінальний момент двигуна:

$$M_{\text{ном}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{110 \cdot 10^3}{100,9} = 1090,18 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (2.8)$$

- Критичний момент двигуна:

$$M_{\text{кр}} = \lambda \cdot M_{\text{номдв}} = 1,9 \cdot 1090,18 = 2071,34 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (2.9)$$

Залежність частоти обертання від ковзання:

$$\omega = \omega_0 \cdot (1 - s) = 104,6 \cdot (1 - s) \quad (2.10)$$

Рівняння механічної характеристики асинхронного двигуна:

$$M_{\partial s} = \frac{-2 \cdot M_{\kappa}}{\frac{s}{s_{\kappa}} + \frac{s_{\kappa}}{s}} = \frac{-2 \cdot 2971,14}{\frac{s}{0,13} + \frac{0,13}{s}} = -\frac{5942,28}{\frac{s}{0,13} + \frac{0,13}{s}}; \quad (2.11)$$

Механічна характеристика відцентрового насоса:

$$M_c(\omega) = M_{co} + (M_{c.ном} - M_{co}) \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}}\right)^2, \quad (2.12)$$

$$M_c(\omega) = 0,1 \cdot M_{c.ном} + (M_{c.ном} - 0,1 \cdot M_{c.ном}) \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}}\right)^2, \quad (2.13)$$

Рівняння спільної механічної характеристики:

$$M_{\partial}(\omega) = M_{\partial s}(\omega) - M_c(\omega), \quad (2.14)$$

Для даного випадку, виконується умова прямої передачі (муфтове з'єднання) з використанням приводу за схемою асинхронного вентильного каскаду (АВК). Необхідно вибрати перетворювач стандартної серії.

В даному випадку може бути вибраний комплектний випрямно-інверторний перетворювач КВІП призначений для роботи у складі електроприводу змінного струму, виконаного за схемою асинхронно-вентильного каскаду (АВК). Перетворювач використовує регулювання частоти обертання асинхронного електродвигуна з фазним ротором (АТ) з віддачею енергії ковзання ротора в мережу. Функції, що виконуються перетворювачем: «плавний» пуск двигуна від нуля до необхідної швидкості обертання; тривала робота з частотою обертання, що встановилася, в межах зазначеного діапазону регулювання; стабілізація встановленої частоти обертання; гальмування механізму із заданим темпом; при використанні

реверсів у ланцюзі статора – реверс напрямку обертання; гальмування без реверсу; дотяжка без перемикання статора.

2.5 Обґрунтування принципу дії електроприводу відцентрового насосу з перетворювачем частоти

Перетворювач забезпечує випрямлення напруги ротора електродвигуна випрямлячем, згладжування випрямленої напруги дроселем і подальше перетворення в змінної напруга частотою 50 Гц тиристорним інвертором [21].

З виходу інвертора перетворення потужність ковзання електродвигуна повертається через розділовий високовольтний трансформатор Tr_0 . Завдяки цьому схема електроприводу має високий коефіцієнт корисної дії. Регулювання величини ковзання ротора електродвигуна здійснюється шляхом введення регульованої проти ЕРС в ланцюг ротора [3].

Основні переваги електроприводу за схемою АВК 22[]:

- відносна простота схемотехнічної реалізації, що досягається за рахунок роботи зі зниженою порівняно зі статорною напругою роторних ланцюгів АТ і пов'язана з цим високий ступінь надійності;

- Високий ККД установки, що досягається за рахунок рекуперації енергії ковзання АТ в мережу живлення. Досить короткий термін окупності при модернізації існуючих установок, які використовують для запуску артеріального тиску роторні станції;

- можливість зниження необхідної потужності перетворювача та високовольтного трансформатора при обмеженні діапазону регулювання швидкості. Наприклад, при пуску АТ за допомогою роторної станції (або іншим способом) встановлена потужність АВК знижується пропорційно діапазону регулювання швидкості;

- Можливість використання існуючих систем регулювання, що використовують роторні станції, як резервне обладнання.

Виходячи з потужності двигуна виберемо АВК.

Тип АВК КВП-315-230-2-0,22-50-П-1-УХЛ-4

Номинальний струм ротора: $I_{\text{ном}}$, 315А

Номинальна напруга: $U_{\text{ном}}$, 230В

ККД електроприводу як електромеханічної системи визначається добутком ККД силового каналу, а саме: добутком ККД перетворювача $\eta_{\text{п}}$, двигуна $\eta_{\text{д}}$ та механічної передачі $\eta_{(\text{м.п})}$

$$\eta = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{д}} \eta_{(\text{м.п})} \quad (2.15)$$

або можна визначити за формулою

$$\eta = P_{\text{пол}} / (P_{\text{пол}} + \Delta P) \quad (2.16)$$

Напруга, що генерується ротором асинхронного двигуна, випрямляється випрямлячем, після чого інвертується назад до мережі інвертором (І). Роторна станція, може служити резервом. Також вона може бути використана для початкового запуску асинхронного двигуна у випадках коли діапазон регулювання швидкості обмежений 30...60 % від номінального значення. Така схема дозволяє зменшити встановлену потужність трансформатора ($T_{\text{р}}$) на 30...40%.

2.6 Висновки до розділу 2

1. Здійснено аналіз об'єкта дослідження та наведена номенклатура насосних агрегатів підприємства ПП «Полтавський ливарно-механічний завод» в залежності від сфери використання та технічних особливостей конструктивного виконання.
2. Розглянуті основні аспекти та фактори, які впливають на вибір та налаштування параметрів регулювання роботи насосів. Регулювання роботи насосів є важливою складовою в забезпеченні оптимальної та ефективної роботи системи насосного агрегату.

2. Для роботи насосного обладнання - розрахована потужність необхідного електродвигуна, обраний асинхронний двигун та розраховані механічні характеристики. Застосування регульованого приводу збільшує термін служби двигуна приводу насоса та забезпечує необхідну подачу та відповідну їй витрату електроенергії. Вибір потужності та типу електродвигуна для насосного агрегату залежить від вимог та поставленої задачі.

З МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

3.1 Методика кінематичного розрахунку електроприводу та трансмісії

Кінематичний розрахунок приводу важливий для визначення руху і передачі обертового моменту в системі. Ось кілька кроків, які включаються в кінематичний розрахунок приводу [2, 22]:

Визначення типу приводу: Визначте тип приводу, який ви плануєте використовувати, наприклад, механічний (за допомогою шестерень, ланцюгів тощо), гідравлічний або електричний.

Аналіз компонентів приводу: Розгляньте всі компоненти приводу, такі як вал, шестерні, зубчасті колеса, гідравлічні циліндри, електродвигуни тощо. Визначте їх параметри, такі як діаметр валів, розмір шестерень тощо.

Визначення вихідних та вхідних швидкостей: Визначте потрібну вихідну швидкість обертання для вашого приводу (наприклад, обертання насосного вала) та вхідну швидкість (наприклад, обертання валу електродвигуна).

Визначення передачі обертового моменту: Визначте обертовий момент, який потрібно передати від приводу до робочого механізму (наприклад, насосу). Це може бути виражено в Нм (ньютон-метри) або фунт-футах, залежно від одиниць вимірювання.

Визначення передачі: Виберіть або розрахуйте передачу (відношення швидкостей або обертового моменту) для приводу. Це може бути встановлено в результаті аналізу і вимог вашого додатку.

Розрахунок швидкостей та обертового моменту: Використовуючи передачу, розрахуйте вихідні швидкості та обертовий момент на виході з приводу.

Перевірка передачі обертального моменту: Перевірте, чи передача обертального моменту відповідає вимогам вашого додатку, тобто чи досягає обертальний момент на виході відповідного значення.

Аналіз ефективності: Проведіть аналіз ефективності приводу, розглядаючи втрати енергії та інші фактори, які можуть вплинути на продуктивність системи.

Оптимізація та корекція: У разі необхідності оптимізуйте вашу передачу або змініть компоненти приводу для відповідності вимогам.

Розробка схеми приводу: На основі кінематичних розрахунків розробіть схему приводу, яка включає всі компоненти та їх взаємозв'язки. Враховуйте розташування електродвигунів, шестерень, валів та інших елементів.

Вибір компонентів: Виберіть конкретні компоненти для вашої схеми приводу, такі як електродвигуни, шестерні, ланцюги, зубчасті колеса, гідравлічні циліндри тощо. Враховуйте бренд, модель та параметри кожного компонента.

Розрахунок навантаження на підшипники та валі: Визначте навантаження, яке діє на підшипники та вали приводу і перевірте, чи вони витримують це навантаження.

Проведення тестів імітації роботи: Перед реальною установкою використовуйте тести імітації роботи, щоб переконатися, що ваша схема приводу працює правильно та відповідає вимогам додатку.

Підготовка до монтажу і налагодження: Після успішних тестів імітації роботи готуйтеся до монтажу та налагодження всіх компонентів приводу в системі.

Ці кроки допоможуть розрахувати та реалізувати ефективний привід для вашого насосного агрегату, що відповідає конкретним вимогам вашого технічного завдання. Важливо пам'ятати, що правильний кінематичний розрахунок приводу грає ключову роль у забезпеченні надійності та продуктивності системи.

Розглянемо більш детально методичні принципи розрахунку [3].

Необхідна потужність електродвигуна.

$$P_{\text{тр.}} = P_3 / \eta_{\text{заг.}}, \quad (3.1)$$

де $\eta_{\text{заг.}}$ – загальний коефіцієнт корисної дії; $\eta_{\text{заг.}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2$; η_1 – коефіцієнт корисної дії клинопасової передачі, η_2 – коефіцієнт корисної дії конічної закритої передачі, η_3 – коефіцієнт корисної дії двох підшипників кочення.

Таким чином,

$$\eta_1 = 0,94 \dots 0,97,$$

$$\eta_2 = 0,95 \dots 0,97,$$

$$\eta_3 = 0,99 \dots 0,995,$$

$$\eta_{\text{заг.}} = 0,955 \cdot 0,96 \cdot 0,9925^2 = 0,903.$$

Потужність на кожному валу приводу.

Для проміжного валу приводу

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3, \quad (3.2)$$

Для ведучого валу приводу (уточнене значення) $P_3 = P_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_3$,

Передавальні числа приводу.

Загальне передатне відношення:

$$U_{\text{заг.}} = \omega_1 / \omega_3, \quad (3.3)$$

ω_1 – кутова частота обертання провідного валу приводу.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30},$$

n_1 – число оборотів провідного валу приводу,

$$n_1 = n_c \cdot (1-S),$$

де S – ковзання

Розбиваємо загальне передатне відношення по ступенях приводу.

$$U_{\text{заг.}} = U_1 \cdot U_2, \quad (3.4)$$

де U_1 – передавальне число клинопасової передачі; U_2 – передавальне число конічної закритої передачі.

$$U_1 = \frac{U_{\text{заг.}}}{U_2}, \quad (3.5)$$

Кутова частота обертання кожного валу приводу.

Для проміжного валу приводу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1}, \quad (3.6)$$

Для ведучого валу приводу (уточнене значення).

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_2}, \quad (3.7)$$

Частота обертання кожного валу приводу

Для проміжного валу приводу

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1}, \quad (3.8)$$

Для ведучого валу приводу

$$n_3 = \frac{n_2}{U_2}, \quad (3.9)$$

Обертальні моменти на кожному валу приводу.

Для провідного валу приводу

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}, \quad (3.10)$$

Для проміжного валу приводу.

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}, \quad (3.11)$$

Для ведучого валу приводу

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3}, \quad (3.12)$$

Таким чином наведена методика кінематичного розрахунку параметрів електроприводу.

3.2. Методика розрахунку клинопасової передачі

Вихідні дані для розрахунку ремінної передачі вибираємо з кінематичного розрахунку приводу

Розрахунок передачі

1. Призначаємо матеріал шківів.

Чавун марки СЧ15.

2. Діаметр малого (провідного) шківа

$$D_1 = 3,5 \cdot \sqrt[3]{T_1}, \text{ мм, де } T_1, \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (3.13)$$

Діаметр великого (відомого) шківа визначається:

$$D_2 = D_1 \cdot u_p, \text{ мм,} \quad (3.14)$$

Уточнюємо передатне відношення:

$$u_p = D_2/D_1 \quad (3.15)$$

(відхилення від заданого значення не повинно перевищувати 5%).

Попередньо приймаємо міжцентрову відстань $a_{\min}=D_2=500\text{мм}$.

Довжина пасу

$$L = 2 \cdot a_{\min} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a_{\min}}, \text{ мм.} \quad (3.16)$$

Швидкість пасу:

$$N = \frac{D_1 \omega_1}{2}, \text{ м/с,} \quad (3.17)$$

де D_1 , м, ω_1 , с^{-1} ,

Окружне посилення:

$$F_{\text{окр.}} = \frac{P_1}{v}, \text{ Н,} \quad (3.18)$$

де P_1 , Вт, v , м/с.

Кут обхвату малого шківa

$$A_1 = 3,14 - \frac{D_2 - D_1}{a}, \text{ рад,} \quad (3.19)$$

Площа поперечного перерізу ремня

Число пасів визначається

$$z \geq \frac{F_{\text{окр.}}}{[k\pi] \cdot A}, \quad (3.20)$$

3.3 Методика вибору пасів та розрахунок плоскопасової передачі

Найбільш поширені прогумовані паси трьох типів [3, 6]: А – нарізані з гумовими прошарками; рекомендуються за швидкості до 30 м/с; Б-пошарово загорнуті, виготовляються як із прошарками так і без них, рекомендована швидкість до 20 м/с; В-спірально - загорнуті, без прошарків, швидкість до 15 м/с.

Число прокладок і ширина прогумованих ременів наведено в таблиці 3.1

Розрахунок плоскопасової передачі здійснюється за такими вихідними даними:

- потужність на провідному валу;
- частота обертання провідного валу;
- частота обертання веденого валу;
- передавальне число пасової передачі.

Діаметр меншого шківів визначають за формулою Саверіна:

$$D_1 \approx 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (3.21)$$

де N - потужність на провідному шківі Вт., n - частота обертання ведучого шківів об / хв.

Отриманий результат слід округлити до найближчого значення за стандартним рядом діаметрів шківів: (за ГОСТ 17383-73): 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120.

Діаметр веденого шківів з урахуванням відносного ковзання наведено в таблиці 3.2.

$$D_2 = u D_1 (1 - \varepsilon) = \frac{n_1}{n_2} D_1 (1 - \varepsilon) \quad (3.22)$$

Розраховане значення D_2 округляємо за стандартним рядом діаметрів шківів.

Уточнюємо передатне число:

$$u = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \quad (3.23)$$

Уточнюємо частоту обертання веденого валу:

$$n_2 = n_1/u (1-\varepsilon) \quad (3.24)$$

Розбіжність із заданим допускається до 3%. Визначаємо швидкість ременя:

$$V = \frac{D_1 n_1 \pi}{60000}, \text{ м/сек} \quad (3.25)$$

Якщо V вийде менше 10 м/с, рекомендується збільшити діаметри шківів; при технічному обґрунтуванні допустима і менша швидкість.

Окружне зусилля (Н):

$$P = \frac{N}{V}, \quad (3.26)$$

де N – потужність Вт, V-м/сек

Визначаємо міжосьову відстань a :

$$a = 2(D_1 + D_2) \quad (3.27)$$

Кут обхвату на малому шкві:

$$\alpha_1^0 = 180 - 57.3 \frac{D_2 - D_1}{a} \quad (3.28)$$

Він повинен бути $\geq 150^\circ$.

Допустима корисна напруга (питома окружна зусилля на одиницю площі поперечного перерізу пасу):

$$[k] = k_0 C_0 C_\alpha C_p \quad (3.29)$$

Значення k_0 що відносяться до горизонтальних передач, при $D_1=D_2$ (відповідає кутам обхвату $\alpha=180^\circ$) при напрузі від попереднього натягу $\sigma_0=1.8$ Н/мм² і швидкості $V=10$ м/с подані в таблиці 3.3.

Коефіцієнт C_0 враховує розташування передачі. Для горизонтальних та похилих до 60° передач $C_0=1$, при нахилі більше 60° до 80° $C_0=0.9$, більше 80° до 90° $C_0=0.8$.

Коефіцієнт C_α враховує вплив кута обхвату визначається за такою формулою:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1^\circ) \quad (3.30)$$

Коефіцієнт, що враховує вплив швидкості:

$$C_V = 1,04 - 0,0004 \cdot V^2 \quad (3.31)$$

Коефіцієнт C_p враховує умови експлуатації передачі:

при спокійній роботі з короткочасними пусковими навантаженнями не понад 120% від номінальної, $C_p = 1$;

при помірних коливаннях навантаження та пускового навантаження до 150%, $C_p = 0.9$;

при значних коливаннях навантаження та при пусковому навантаженні до 200%, $C_p = 0.8$;

при ударних навантаженнях та пусковому навантаженні до 300%, $C_p = 0.7$.

При двозмінній роботі значення C_P брати на 0.1 менше, при трьохзмінній на 0.2 менше.

Визначаємо площу поперечного перерізу пасу:

$$b\delta = \frac{P}{[k]}, \quad (3.32)$$

де b – ширина мм, δ – товщина мм.

З умови:

$$\frac{\delta}{D_1} \leq \frac{1}{40} \text{ або } \frac{\delta}{D_1} \leq \frac{1}{50}, \quad (3.33)$$

визначаємо необхідну товщину пасу δ .

Визначаємо b , вибираємо по таблиці 3.1 найближче стандартне значення.

Примітка: деякі зменшення площі поперечного перерізу пасу, порівняно з отриманим за розрахунком, допустимо, т.к. при зменшенні відношення δ/D_1 значення k_0 росте.

Розрахункова довжина пасу (без урахування припуску на з'єднання кінців):

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}, \text{ мм} \quad (3.34)$$

Число пробігів пасу за секунду:

$$U = \frac{V}{L}, \text{ (с}^{-1}\text{)} \quad (3.35)$$

L в метрах (допускається до 20 (1/с)).

Визначаємо сили, що діють у пасовій передачі.

– Попередній натяг кожної гілки, Н

$$S_0 = \sigma_0 b \delta \quad (3.36)$$

- Натяг провідної гілки, в Н

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2} \quad (3.37)$$

- Натяг веденої гілки, в Н

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2} \quad (3.38)$$

Перевіряємо окружне зусилля:

$$P = S_1 - S_2 \quad (3.39)$$

Тиск на вал, Н

$$Q = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (3.40)$$

Максимальний початковий натяг (з урахуванням подальшого ослаблення) приймаємо в 1,5 рази більше.

3.4 Висновки до розділу 3

1. Правильний кінематичний розрахунок є важливим етапом в процесі проектування та реалізації насосного агрегату. Він впливає на надійність, продуктивність та довговічність системи, тому необхідно дотримуватися методології та критеріїв розрахунку для досягнення оптимальних результатів.

2. Представлена методика та принципи розрахунку клинопасової передачі, включають в себе важливі аспекти в проектуванні та виборі передач для насосних агрегатів. Даний аналіз допоможе зрозуміти важливість правильного розрахунку та вибору клинопасів для забезпечення надійної та ефективної роботи системи насосного агрегату.

3. Правильний вибір та розрахунок пасів є ключовим елементом в процесі проектування та реалізації насосних агрегатів. Вони впливають на надійність, продуктивність та довговічність системи, тому необхідно дотримуватися методології та критеріїв вибору для досягнення оптимальних результатів.

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

4.1 Технічні вимоги до насосного обладнання

Насос є основним елементом більшості технологічних процесів. Номенклатура насосів перевищує 2000 типорозмірів, а близько 20% всієї електроенергії, яку споживають підприємства, витрачається на привід насосів. У зв'язку із цим вибір насосного агрегату є серйозним інженерним завданням.

Для того, щоб визначитися у виборі насосного агрегату, у кожному конкретному випадку потрібна така інформація [1, 23]:

- Для яких цілей використовуватиметься насос;
- Який об'єм рідини необхідно транспортувати (витрати) за допомогою насоса з яким тиском (напором);
- Необхідна інформація про робоче (перекачуване) середовище, а саме: в'язкість, хімічна активність, наявність твердих речовин та їх величина, температурні показники робочого середовища, його вибухо-пожежобезпечність, токсичність.
- Умови експлуатації (на відкритому повітрі, у приміщенні, вологість та вибухо-пожежонебезпечність приміщення, де буде експлуатуватися насос).

Визначальними технічними параметрами насоса є подача та напір.

Подача - це обсяг рідини, що передається в одиницю часу, виражений в м³/годину або л/сек.

Напір - це різниця питомих енергій рідини в перерізах після і до насоса, виражена в метрах водяного стовпа.

Крім цього, найважливішими параметрами насоса є споживана потужність та ККД.

Вибір насоса починається з вибору необхідного напору і подачі. Основні споживчі властивості насоса відбиває його напірна характеристика - залежність напору (тиску) насоса від подачі (витрати), а також характеристика

ККД - залежність ККД насосного агрегату від витрати. Напірна характеристика має робочу точку номінального режиму, де ККД агрегату має максимальне значення.

Номінальна подача (витрата) і напір (тиск), що визначають цю точку, вказуються в позначенні марки насоса і є найбільш сприятливими при експлуатації насоса.

На практиці при виборі насоса треба враховувати параметри подачі та напору, а також можливість знаходження оптимального режиму роботи в межах робочої області насоса, його характеристики. Робота насосного агрегату поза робочою областю веде до зниження ККД та збільшення енерговитрат.

Важливим гідравлічним параметром насоса є висота всмоктування, що характеризує нормальні умови подачі рідини до робочого колеса, при яких забезпечується робота насоса без зміни основних технічних показників. Ця величина виражається у метрах водяного стовпа.

Сприятливі умови підходу рідини, що перекачується, до робочого органу насоса забезпечуються в тому випадку, якщо висота всмоктування достатня для подолання рідиною відстані між вільною поверхнею резервуара (наприклад, водойми) і віссю робочого органу.

Всмоктувальні властивості конкретного насоса залежать від тиску навколишнього середовища, тиску на вході в насос швидкості рідкого середовища на вході, його щільності та в'язкості, а також від тиску парів рідини.

Параметри висоти всмоктування, що є загальноприйнятими, наводяться для води при температурі 20° і атмосферному тиску, що дорівнює 10м водяного стовпа.

Більшість неприємностей при експлуатації насоса пов'язана з поганими умовами на всмоктуванні та виникненням кавітації [22].

При перевищенні допуску висоти всмоктування на працюючому насосі відбувається закипання рідини, що перекачується, утворення бульбашок, які

при попаданні їх в зону підвищеного тиску викликають серію місцевих (локальних) гідравлічних ударів, званих кавітацією.

Як і будь-яку машину, насосний агрегат характеризує споживана потужність, що визначає вибір комплектуючого двигуна.

Величина необхідної потужності насоса залежить від величини напору і подачі, щільності і в'язкості середовища, що перекачується. З підвищенням питомої ваги та збільшенням в'язкості зростає і споживана потужність.

Величини номінальних величин коефіцієнта корисної дії ККД насосних агрегатів великий (від 20 до 80%). Така суттєва різниця по ККД визначається різним характером взаємодії робочого органу з рідиною.

Зниження споживаної потужності у відцентрових насосів досягається шляхом регулювання процесу зміни подачі та напору.

Регулювання можна здійснювати трьома методами [14, 21]:

- Зміною числа оборотів приводу;
- Конструктивним методом;
- Зміною умов роботи системи «насос - мережа».

Зміна числа обертів приводу є універсальним методом зміни характеристики насоса (як динамічних насосів, так насосів об'ємного типу). При цьому треба враховувати, що подача знаходиться у прямій залежності від оборотів, а напір (у відцентрових насосах) – у квадратичній залежності.

Відцентрові насоси мають змінну механічну характеристику навантаження, яка описується рівнянням квадратичної параболи, а отже, споживана потужність пропорційна кубу швидкості обертання. Із цього випливає, що навіть невелике зниження швидкості електроприводу може дати значний виграш у потужності.

4.2. Гідравлічний розрахунок підбору насосу

Схема насосного агрегату разом з муфтою представлена в додатку В.

Розрахунок параметрів на вході у колесо.

Визначимо натиск на вході в насос за формулою

$$h_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}}{9,81 \cdot \gamma} \quad (4.1)$$

де $P_{\text{вх}}$ - надлишковий тиск на вході в насос, [Па]; γ - щільність рідини, що перекачується, [кг/м.куб.].

Знайдемо падіння напору на вході

$$\Delta h_{\text{дин.дон}} = h_{\text{вх}} - \frac{P_n}{9,81 \cdot \gamma} \quad (4.2)$$

де P_n - тиск пружності парів, [Па];

$$\Delta h_{\text{дин.дон}} = 10,19368 - \frac{2,314 \cdot 10^3}{9,81 \cdot 1000} = 9,957798 \text{ м}$$

Приймаємо коефіцієнт кавітації швидкохідності $C = 1000$. Визначаємо максимальну допустиму кількість обертів за хвилину, [об/хв]

$$n \frac{C \cdot \Delta h_{\text{дин.дон}}^{\frac{3}{4}}}{5.62 \cdot \sqrt{Q}}_{\text{max}} \quad (4.3)$$

де Q -витрата через насос, [м³/с].

Обчислимо коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = 3.65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4.4)$$

де H - напір насоса.

Об'ємний ККД попередньо приймаємо $\eta_{об} = 0.8$

Знаходимо витрату через колесо, [м³/с]:

$$Q' = \frac{Q}{\eta_{об}} \quad (4.5)$$

$$Q' = \frac{50/3600}{0,8} = 0,017361 \text{ м}^3/\text{с}$$

Визначаємо швидкість на вході в колесо, [м/с]:

$$C_0 = K_c \cdot \sqrt[3]{Q \cdot n^2} \quad (4.6)$$

де K_c - коефіцієнт з діапазону (0,051...0,035)

$$C_0 = 0,05 \cdot \sqrt[3]{50/3600 \cdot (1450/60)^2} = 1,539706 \text{ м/с}$$

Знаходимо наведений діаметр входу, [м]:

$$D_{0np} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (4.7)$$

де K_d – коефіцієнт з діапазону (3,5...4,5).

$$D_{0np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{50/3600}{1450/60}} = 0,095568 \text{ м}$$

Обчислимо потужність, що споживається насосом, [кВт]:

$$N_n = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102 \cdot \eta} \quad (4.8)$$

де η - ККД насоса приймаємо 0,7.

$$N_H = \frac{50/3600 \cdot 12,5 \cdot 1000}{102 \cdot 0,7} = 2,431528 \text{ кВт}$$

Знаходимо крутячий момент [Н•м]

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N_H}{n} \quad (4.9)$$

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{2,431528}{1450/60} = 16,022932 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначимо діаметр валу з розрахунку на кручення, [м]

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau}} \quad (4.10)$$

де $\tau = 20 \cdot 10^6$ - додаткова напруга на кручення, [Н/м]²

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{16,022932}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,015882 \text{ м}$$

Обчислимо діаметр втулки, [м]:

$$d_{\epsilon m} = 1,2 \cdot d_{\epsilon} \quad (4.11)$$

$$d_{\epsilon m} = 1,2 \cdot 0,015882 = 0,019058 \text{ м}.$$

Знаходимо діаметр входу в колесо, [м]:

$$D_0 = \sqrt{D_{0np}^2 + d_{\epsilon m}^2} \quad (4.12)$$

$$D_0 = \sqrt{0.09568^2 + 0.019058^2} = 0,09745\text{м}$$

Визначаємо діаметр середньої точки входу кромки лопаті, [м]:

$$D_1 = 0.9 \cdot D_0 \quad (4.13)$$

$$D_1 = 0.9 \cdot 0.087705 = 0.087705.$$

Знаходимо ширину лопаті на вході, [м]:

$$b_1 = 1.2 \cdot \frac{D_0^2}{4 \cdot D_1} \quad (4.14)$$

$$b_1 = 1.2 \cdot \frac{0.09745^2}{4 \cdot 0.087705} = 0.032483\text{м}$$

Визначаємо площу входу в робоче колесо, [м²]:

$$F_{1.0} = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \quad (4.15)$$

$$F_{1.0} = 3,14 \cdot 0.087705 \cdot 0.032483 = 0.00895\text{м}^2.$$

Знаходимо меридіанну швидкість на вході, [м/с]:

$$C_{0m} = \frac{Q'}{F_{1.0}} \quad (4.16)$$

$$C_{0m} = \frac{0.017361}{0.00895} = 1,939736\text{м/с}$$

Приймаємо, що на вході закрутки потоку немає $C_{0u} = 0$

Меридіанна швидкість після надходження потоку в міжлопатковий канал, [м/с] буде:

$$C_{1m} = K_1 \cdot C_{0m} \quad (4.17)$$

де K_1 - коефіцієнт стиснення на вході приймаємо рівним 1.67.

$$C_{1m} = 1.67 \cdot 1,939736 = 3,23936 \text{ м/с}$$

Обчислимо окружну швидкість, [м/с]:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (4.18)$$

$$u_1 = \frac{3.14 \cdot 0.087705 \cdot 1450}{60} = 6,658723 \text{ м/с}.$$

Знайдемо кут безударного надходження потоку на лопасть:

$$\beta_0 = \arctg \left(\frac{C_{1m}}{u_1} \right) \quad (4.19)$$

$$\beta_0 = \arctg \left(\frac{3,23936}{6,658723} \right) = 25,942161^\circ$$

Приймаємо кут атаки $\beta_a = 4^\circ$.

Визначимо кут установки лопаті на вході:

$$\beta_1 = \beta_0 + \beta_a \quad (4.20)$$

$$\beta_1 = 4^\circ + 25,942161^\circ = 29,942161^\circ$$

4.3 Розрахунок витоків та об'ємного ККД

Графіки роботи насосного обладнання, представлені в додатку С.

Для розрахунку необхідно задати наступні параметри [14, 17]:

Радіус розташування ущільнення, [м]

$$R_y = \frac{D_0}{2} + 0.005 \quad (4.21)$$

Радіальний проміжок ущільнення, [м] - $\delta_y = 0.0002$; довжина ущільнення, [м] - $l_y = 0.015$.

Визначимо статичний натиск колеса (приблизно):

$$H_{CT} = 0.7 \cdot H + \frac{P_{ax}}{9.81 \cdot \gamma} \quad (4.22)$$

$$H_{CT} = 0.7 \cdot 12,5 + \frac{1.013 \cdot 10^5}{9.81 \cdot 1000} = 18,94368 \text{ м.}$$

Знайдемо напір, що втрачається в ущільненні, [м]

$$H_y = H_{CT} - \frac{u_2^2}{8 \cdot 9.81} \cdot \left(1 - \left(\frac{R_y}{\frac{D_2}{2}} \right)^2 \right) \quad (4.23)$$
$$H_y = 18,94368 - \frac{16,436576}{8 \cdot 9.81} \cdot \left(1 - \left(\frac{0.014529}{\frac{0.216493}{2}} \right)^2 \right) = 16,349244 \text{ м}$$

Обчислимо коефіцієнт витрати для гладкого щілинного ущільнення:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_n \cdot l_y}{2 \cdot \delta_y} + 1.5}} \quad (4.24)$$

де λ_n - коефіцієнт втрат з інтервалу (0,04...0,08).

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{0.08 \cdot 0.015}{2 \cdot 0.0002} + 1.5}} = 0.471405 \quad (4.25)$$

Витік через ущільнення, [м³/с], визначиться за формулою:

$$\Delta Q_y = \mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot \delta_y \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot H_y} \quad (4.26)$$

$$\Delta Q_y = 0.471405 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 0.053725 \cdot 0.0002 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 16,349244} = 0.00057 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначимо об'ємний ККД:

$$\eta_{об} = \frac{Q' - \Delta Q_y}{Q'} \quad (4.27)$$

$$\eta_{об} = \frac{0.017361 - 0.00057}{0.017361} = 0.967168$$

4.4 Розрахунок теоретичного напору насоса

Визначимо статичний напір колеса робочого, [м]

$$H_{CT} = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2 \cdot 9.81} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot 9.81} \quad (4.28)$$

$$H_{CT} = \frac{5,111592^2 - 3,945478^2}{2 \cdot 9.81} + \frac{16,436576^2 - 6,658723^2}{2 \cdot 9.81} = 12,048115 \text{ м.}$$

Знайдемо динамічний напір колеса робочого, [м]:

$$H_{дин} = \frac{C_{2m}^2 - C_{1m}^2}{2 \cdot 9.81} + \frac{C_{2u}^2 - C_{0u}^2}{2 \cdot 9.81} \quad (4.29)$$

$$H_{дин} = \frac{1,231733^2 - 3,23936^2}{2 \cdot 9.81} + \frac{12,179821^2 - 0^2}{2 \cdot 9.81} = 7,103555 м$$

Обчислимо повний напір, [м]:

$$H_T = H_{CT} + H_{дин} \quad (4.30)$$

$$H_T = 12,048115 + 7,103555 = 19,15167 м$$

Результати гідрравлічного розрахунку наведемо в таблиці 4.1.

Як ущільнення проточної частини використовуємо ущільнення типу ЛП (Набивання сальникове ЛП 12х12 ГОСТ 5152-84).

Відповідно до наданого розрахунку, насос 3/2W-A-(OSL)-230R-30-PET

4.5 Розрахунок муфти

Розглянемо загальні принципи розрахунку муфти. Для цього введемо деякі загальні поняття:

Максимальний крутний момент T_{max} Н·мм

Максимальна частота обертання n_{max} об/хв.

Радіальне зміщення осей валів не більше 0,2 мм

Кутове зміщення валів не більше $1^\circ 30'$.

Перевірка питомого тиску на пружні елементи МУВП проводиться за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot M_p}{D \cdot Z \cdot d_n \cdot l_B} \leq [\sigma]_{cm} \quad (4.31)$$

де $M_p = 15200$ (Н·мм) – розрахунковий крутячий момент; $D = 90$ (мм) – діаметр кола, на якому розташовані осі пальців; $l_B = 30$ (мм) – довжина втулки; $Z = 6$ - кількість пальців; $[\sigma]_{cm} = 1,5 \dots 2$ МПа – межа міцності для муфти.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 15200}{90 \cdot 6 \cdot 18 \cdot 30} = 0,1 \text{ МПа}$$

$\sigma_{cm} < [\sigma]_{cm}$, умова виконується

Перевірка пальців на вигин проводиться за такою формулою:

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot M_p \cdot l_n}{D \cdot Z \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot d_n^3} \leq [\sigma]_u \quad (4.32)$$

де $l_n = 34$ мм – довжина пальця

$[\sigma]_u = 80 \dots 90$ МПа – межа міцності для сталі.

$$\sigma_u = \frac{15200 \cdot 34}{90 \cdot 6 \cdot 0,1 \cdot 18^3} = 1,64 \text{ МПа}$$

$\sigma_u < [\sigma]_u$, умова виконується.

Розрахунок корпусу напівмуфти розраховуватиметься на розтяг у небезпечному перерізі.

Розрахунок напівмуфти в небезпечному перерізі зробимо за формулою:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (4.33)$$

де σ – опір, що при розтягуванні діє в небезпечному перерізі напівмуфти;
[σ] – допустимий опір при розтягуванні.

Допустимий опір при розтягуванні визначається з виразу:

$$\sigma = 0.3 \cdot \sigma_T \quad (4.34)$$

де $\sigma_T = 260 \text{ МПа}$ – межа текучості матеріалу, з якого відлита напівмуфта.

$$\sigma = 0.3 \cdot 260 = 78 \text{ МПа}.$$

Визначаємо напругу, що отримується тиском максимального навантаження на площу за формулою:

$$\sigma = \frac{S}{F} \quad (4.35)$$

де S – максимальна навантаження, що діє на напівмуфту;

$$S = m \cdot g \quad (4.36)$$

де $m = 70 \text{ кг}$ – маса насосного агрегату; g – прискорення вільного падіння.

$$S = 70 \cdot 9.81 = 686,7 \text{ Н}$$

$F = 5.68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ - площа напівмуфти у небезпечному перерізі.

$$\sigma = \frac{686,7}{5.68 \cdot 10^{-4}} = 1,2 \text{ МПа}$$

Міцність напівмуфти в небезпечному перерізі є допустимою, оскільки виконується умова: $1,2 < 78$.

Коефіцієнт запасу міцності визначаємо з виразу [24]:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma} \quad (4.37)$$

де $[\sigma]$ – допустимий опір при розтягуванні; σ – опір, при розтягуванні муфти, що діє в небезпечному перерізі.

$$n = \frac{78}{1.2} = 65$$

Отриманий коефіцієнт запасу міцності є допустимим.

4.6 Висновки до розділу 4

1. Розглянуті основні технічні параметри та вимоги до насосного обладнання. Дотримання технічних вимог до насосного обладнання є важливою складовою ефективного та безперебійного виробництва на Полтавському ливарно-механічному заводі.

2. Проведені розрахунки та обґрунтування вибору муфти для насосних агрегатів. Оптимальний вибір муфти допомагає забезпечити безперебійну та ефективну роботу насосних агрегатів на підприємстві.

3. Проведені розрахунки та визначені основні параметри, пов'язані з роботою насосних агрегатів. Розрахунок теоретичного напору насоса є ключовим етапом у проектуванні та експлуатації насосного обладнання і вимагає уважності та точності для досягнення найкращих результатів у роботі обладнання.

4. Здійснений розрахунок витоків та об'ємного ККД дає можливість врахувати необхідні аспекти при проектуванні та експлуатації насосного обладнання. Такий підхід спрямований на досягнення більшої продуктивності та ефективності в роботі обладнання.

5. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Охорона праці

Охорона праці - це система правових, соціально економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Ефективним методом організації охорони праці на підприємстві є системний підхід, тобто об'єднання розрізнених заходів з охорони праці в єдину систему цілеспрямованих дій на всіх рівнях і стадіях управління виробництвом шляхом створення і забезпечення функціонування системи управління охороною праці [24, 25].

Метою управління охороною праці є збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці, поліпшення виробничого побуту, попередження травматизму і профзахворювання.

Управління охороною праці здійснюють: на підприємстві керівник, виробничих ділянках і в службах - керівники відповідних підрозділів і служб. Керівник забезпечує функціонування СУОП на підприємстві.

Організаційно-методичну роботу по управлінню охороною праці, організацію і контроль за функціонуванням СУОП на підприємстві і в усіх структурних підрозділах здійснює служба охорони праці, яка підпорядкована безпосередньо керівнику підприємства.

Нормативною базою СУОП є: національна програма поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища, Закон України "Про охорону праці", постанови Кабінету Міністрів України, Кодекс законів про працю України, інші законодавчі нормативні документи, діючі стандарти, правила, положення, інструкції, постанови і вказівки Державного нагляду охорони праці.

Управління охороною праці повинно здійснюватися на всіх стадіях життєвого циклу підприємства: при науково-дослідних, проектних,

будівельних, монтажних, налагоджувальних роботах, під час експлуатації, а також при ремонтних і демонтажних роботах на всіх етапах виробничої діяльності. Виходячи з цього визначаються відповідні завдання управління охороною праці, встановлюється мета управління по кожному завданню, підрозділ або функціональна служба, відповідальна за виконання даного завдання, встановлюються критерії ефективності управління.

Директор і керівники підрозділів розробляють за участю профспілок і реалізують комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів з охорони праці, впроваджують прогресивні технології, досягнення науки, техніки, засоби механізації та автоматизації виробництва, позитивний досвід з охорони праці.

Процес управління та виконання завдань з охорони праці на підприємстві і в кожному підрозділі здійснюється керівником підприємства, підрозділу шляхом послідовного виконання таких функцій управління:

- 1) прогнозування і планування робіт з охорони праці;
- 2) організація роботи;
- 3) оперативне керівництво і координація;
- 4) стимулювання;
- 5) контроль, облік, аналіз роботи з охорони праці.

Організація процесу управління охороною праці здійснюється шляхом розробки на підприємстві Положення «Про обов'язки і відповідальність посадових осіб і працівників щодо охорони праці» та його виконання.

Оперативне керівництво і координація роботи з охорони праці здійснюється керівництвом підприємства і його підрозділів шляхом застосування відповідних методів управління: організаційно-розпорядчих; соціально-психологічних і економічних.

Соціально-психологічні методи управління включають в себе: навчання і виховання персоналу, проведення інструктажів, моральне стимулювання, особистий приклад керівника щодо виконання вимог охорони праці. Для попередження травматизму слід для відповідальних професій застосовувати

профвідбір і профорієнтацію, попереджувати допуск до роботи людей у хворобливому і нетверезому стані, вести боротьбу зі шкідливими звичками, підвищувати культуру виробництва.

Економічні методи управління охороною праці полягають в матеріальному стимулюванні роботи з охорони праці [25].

Служба охорони праці ПП «Полтавський ливарно-механічний завод» існує, тому що кількість працюючих перевищує 50 чоловік.

Завод спеціалізується на випуску насосів для гідротранспорту - ґрунтових, пульпових, шламових, шлакових, а також насосних установок з різними типами приводів. Матеріал робочих органів насосів – зносостійкий високохромистий чавун.

Відповідно до ст. 13 закону України «Про охорону праці» роботодавець зобов'язаний створити на робочому місці в кожному структурному підрозділі умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечити додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці.

З цією метою роботодавець забезпечує функціонування системи управління охороною праці, а саме [24, 26]:

- створює відповідні служби і призначає посадових осіб, які забезпечують вирішення конкретних питань охорони праці, затверджує інструкції про їх обов'язки, права та відповідальність за виконання покладених на них функцій, а також контролює їх додержання;
- розробляє за участю сторін колективного договору і реалізує комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів та підвищення існуючого рівня охорони праці;
- забезпечує виконання необхідних профілактичних заходів відповідно до обставин, що змінюються;
- впроваджує прогресивні технології, досягнення науки і техніки, засоби механізації та автоматизації виробництва, вимоги ергономіки, позитивний досвід з охорони праці тощо;

- забезпечує належне утримання будівель і споруд, виробничого обладнання та устаткування, моніторинг за їх технічним станом;
- забезпечує усунення причин, що призводять до нещасних випадків, професійних захворювань, та здійснення профілактичних заходів, визначених комісіями за підсумками розслідування цих причин;
- організовує проведення аудиту охорони праці, лабораторних досліджень, умов праці, оцінку технічного стану виробничого обладнання та устаткування, атестацій робочих місць на відповідність нормативно-правовим актам з охорони праці в порядку і строки, що визначаються законодавством, та за їх підсумками вживає заходів до усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я виробничих факторів;
- розробляє і затверджує положення, інструкції, інші акти з охорони праці, що діють у межах підприємства (далі – акти підприємства), та встановлюють правила виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, на будівельних майданчиках, робочих місцях відповідно до нормативно-правових актів з охорони праці, забезпечує безоплатно працівників нормативно-правовими актами та актами підприємства з охорони праці;
- здійснює контроль за дотриманням працівником технологічних процесів, правил поводження з машинами, механізмами, устаткування та іншими засобами виробництва, використанням засобів колективного та індивідуального захисту, виконанням робіт відносно до вимог з охорони праці;
- організовує пропаганду безпечних методів праці та співробітництво з працівниками у галузі охорони праці;

вживає термінових заходів для допомоги потерпілим, залучає за необхідності професійні аварійно-рятувальні формування у разі виникнення на підприємстві аварій та нещасних випадків.

Контроль, облік і аналіз роботи з охорони праці в ПП «Полтавський ливарно-механічний завод», проводить головний інженер з охорони праці, служба охорони праці.

У разі виявлення порушень інструкцій з охорони праці керівник робіт зобов'язаний провести з порушником позаплановий інструктаж, зробити запис в журналі оперативного контролю про прийняті до порушника заходи і усунення недоліків.

При порушенні вперше застосовується: позачергова перевірка знань з охорони праці; обговорення у трудовому колективі; накладання дисциплінарного стягнення.

При порушенні протягом року вдруге, відповідно: обговорення на зборах трудового колективу, комісії з охорони праці; - при раніше накладеному дисциплінарному стягненні - звільнення з роботи як за систематичне порушення трудової дисципліни згідно КЗпП України.

Фінансування робіт з охорони праці здійснюється безпосередньо керівником підприємства на основі фонду охорони праці ПП «ПЛМЗ».

5.2 Екологічна експертиза

Екологічна експертиза є важливою частиною оцінки впливу будь-якого технічного об'єкта, такого як насосний агрегат, на природне середовище [27]. При експлуатації насосного агрегату можуть виникати різні екологічні питання та проблеми, які потребують уваги та оцінки екологічних впливів. Ось деякі з них:

Водовідведення: Насосні агрегати використовуються для перекачування води з одного місця в інше. Важливо враховувати, як ця діяльність може вплинути на річки, озера, ґрунтові води та водні екосистеми. Водовідведення може призвести до забруднення води та вплинути на рівновагу екосистем.

Енергоспоживання: Для роботи насосних агрегатів потрібна енергія. Це може вимагати великої кількості електроенергії або інших джерел енергії, які можуть мати свій власний екологічний вплив, наприклад, споживання палива.

Забруднення повітря: Викиди або випари від роботи насосних агрегатів можуть містити шкідливі речовини, які можуть забруднювати повітря та впливати на якість повітря в околицях.

Звукове забруднення: Робота насосного обладнання може виробляти значний рівень шуму, що може впливати на природне середовище та життя місцевих мешканців і тварин.

Зберігання і обробка відходів: Насосні агрегати можуть виробляти різні відходи, такі як мастило, паливо, хімічні речовини і інші матеріали. Їх зберігання та обробка повинні відповідати екологічним стандартам.

Вплив на біоту та фауну: Робота насосних агрегатів може мати вплив на місцевих тварин і рослини, особливо якщо вони розташовані в природних місцях, таких як болота або водосховища.

Екологічна експертиза допомагає визначити цілісний вплив насосного агрегату на природне середовище та розробити стратегії для зменшення негативних екологічних наслідків. Така експертиза може включати в себе оцінку водовідведення, моніторинг викидів, звукового та візуального забруднення, а також розробку заходів для зменшення негативного впливу на довкілля.

Забруднення довкілля, що виникають при експлуатації насосного агрегату. Експлуатація насосного агрегату може спричиняти різні види забруднення довкілля, і це залежить від конкретного типу насосу, його робочого середовища та умов експлуатації. Ось деякі типові види забруднення, які можуть виникати [27]:

Забруднення води: Насосні агрегати використовуються для перекачування рідин, і в процесі експлуатації можуть виникати ризики забруднення води. Наприклад, насоси, що використовуються для водопостачання, повинні бути ретельно обслуговувані, щоб уникнути забруднення питної води.

Викиди газів: Деякі насосні агрегати використовуються для перекачування агресивних рідин або рідин, що містять хімічні речовини. Це може призвести до викидів газів, таких як пари розчинників, які можуть бути шкідливими для повітря та здоров'я людей.

Звукове забруднення: Експлуатація насосного обладнання може виробляти значний рівень шуму, особливо якщо вони працюють на великих швидкостях або у вищеуровневих об'єктах. Це може впливати на комфорт місцевих мешканців і тварин, а також сприяти забрудненню акустичного середовища.

Витрати енергії: Робота насосного обладнання вимагає електроенергії або інших джерел енергії. Якщо електроенергія виробляється з використанням вугілля або інших шкідливих палив, це може сприяти викидам парникових газів та глобальному потеплінню.

Відходи та мастило: В процесі експлуатації насосного обладнання можуть утворюватися відходи, такі як старий мастило, фільтри або інші відходи. Неналежна обробка та утилізація цих відходів може призвести до забруднення ґрунту та водойм.

Вплив на біоту та фауну: Насосні агрегати, які використовуються в річках або водосховищах, можуть мати вплив на місцевих живих організмів, включаючи рибу та інших водних тварин.

Для мінімізації негативного впливу на довкілля при експлуатації насосного агрегату, важливо дотримуватися норм та стандартів щодо безпеки та охорони довкілля, проводити регулярний моніторинг та обслуговування обладнання та вживати заходів для зменшення викидів та інших негативних впливів.

Заходи із зменшення забруднення довкілля. Зменшення забруднення довкілля при використанні насосного агрегату можна досягнути за допомогою різних заходів та практик. Ось декілька основних заходів [27]:

Використання ефективного обладнання: Вибір насосного обладнання, яке має високий коефіцієнт корисної дії (ККД), дозволить зменшити споживання енергії та викиди газів. Модерні енергоефективні насоси можуть забезпечити більшу продуктивність при менших витратах енергії.

Регулярне обслуговування та планове технічне обслуговування: Вчасне обслуговування насосного обладнання допомагає зберігати його ефективність та запобігати витокам рідин, забрудненню мастилом або іншими розливами.

Використання екологічно чистих робочих рідин: Вибір безпечних та нешкідливих робочих рідин допомагає уникнути забруднення ґрунту та води, особливо у випадку, коли робота насосного обладнання відбувається в близькості до водних джерел.

Використання систем відновлення енергії: За допомогою систем відновлення енергії, таких як рециркуляція, можна зменшити споживання енергії та екологічний вплив.

Звукоізоляція та шумозахист: Зменшення шуму від насосного обладнання може знизити негативний вплив на оточуюче середовище та здоров'я людей. Встановлення звукоізоляції та шумозахисту може бути корисним.

Правильне використання та утилізація відходів: Насосні агрегати можуть виробляти відходи, такі як мастило або фільтри. Важливо правильно збирати, обробляти та утилізувати ці відходи відповідно до вимог екологічного законодавства.

Ефективне керування процесами: Використання систем автоматизації та контролю допомагає підтримувати ефективність роботи насосного обладнання та зменшувати споживання енергії в режимі очікування.

Використання відновлювальних джерел енергії: Якщо можливо, використовуйте відновлювальні джерела енергії, такі як сонячні панелі або вітрові турбіни, для живлення насосного обладнання.

Застосування цих заходів може допомогти значно зменшити негативний вплив на довкілля при використанні насосного агрегату та сприяти сталому та екологічно відповідальному використанню цього обладнання.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. При проектуванні та підборі насосного обладнання, безпосередньо для робочої точки, встановлення насосного агрегату, беззаперечно ключовим фактором є ККД насосу. Для успішної реалізації проектів необхідність корисної роботи насосного агрегату залежить в тому числі, від правильно підібраної трансмісії: пряма передача (муфтове з'єднання) та шків-пасова передача.
2. Переважно для насосних агрегатів встановлюється пряма-передача (муфтове з'єднання). Така передача є простою в обслуговуванні та експлуатації, але має ряд недоліків: неможливо регулювати оберти двигуна (оберти є фіксованими, як для валу двигуна, так і для валу насосу).
3. Для можливості регулювання обертів насосного агрегату при прямій передачі можна встановлювати частотне регулювання.
4. Пряма передача не підходить в тих випадках, коли потрібно перекачувати насосним агрегатом рідини, що мають не стабільну швидкість подачі (наприклад з гідроциклону).
5. Визначено, що для ряду принципових схем насосних агрегатів встановлюються шків-пасові передачі, які є простими в обслуговуванні та експлуатації.
6. При експлуатації насосного агрегату безпосередньо із встановленою шків-пасовою передачею є можливість регулювання швидкості обертів як двигуна так і насосу, що позитивно впливає на ККД насосу.
7. Шків-пасова передача насосного агрегату дозволяє підвищити ефективність роботи насосу при подачі перекачуваної рідини з нестабільною швидкістю і, відповідно з нестабільною густиною. Даний фактор є ефективним при проектуванні насосних агрегатів для гідротранспорту.
8. Вибір трансмісії для насосних агрегатів не має переваги в ту чи іншу

сторону, оскільки базується виключно на ефективності при експлуатації насосного обладнання, а саме ККД тобто в кожному конкретному випадку ефективною може бути як пряма передача, так і шківо-пасова передача.