

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

на тему: **Проект редуктора гідростанції з приводом від ДВЗ**

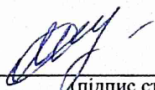
за освітньою програмою **«Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні,
меліоративні машини і обладнання»**

зі спеціальності: **133 Галузеве машинобудування**
(шифр і назва спеціальності)

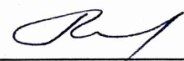
Виконав: студент групи: ПМ19130

Керівник:

Нормоконтролер:


(підпис студента)


(підпис)


(підпис)

/ Дмитро МАЙСТРЕНКО /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Дніпро – 2022

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic:

The project of the reducer of the hydroelectric power station driven by the engine

according to educational curriculum «Lifting and transport, construction, road, reclamation machines and equipment»

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

(speciality and its code)

Done by the student of the group: ПІМ19130 / Dmytro MAISTRENKO /
(name, surname)

Scientific Supervisor: / Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Normative controller : / Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Dnipro – 2022

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія

Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство

Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський)

Освітня програма: Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

_____ **Сергій РАКША**
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Дата _____

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

студенту Майстренку Дмитру Станіславовичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: **Проект редуктора гідростанції з приводом від ДВЗ**

Керівник роботи: Посмітюха Олександр Петрович, старший викладач
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від

"10" листопада 2022 р. № 16ст

2. Строк подання студентом роботи: 20.06.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: Тип, потужність та частоти обертання двигуна ДВЗ,
тип, продуктивність та тиск насоса Н1; тип, продуктивність та тиск насоса Н2,
Обмеження по габаритах та масі приводу.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: частина: огляд варіантів конструкцій приводів гідростанцій

4.2 Основна частина: проектування редуктора для приводу 2 насосів одночасно

4.3 Науково-дослідна частина: обґрунтування вибору типу редуктора для приводу насосів

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

Загальний вигляд гідростанції; складальне креслення редуктора; інші графічні матеріали

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд і аналіз варіантів виконання мобільних гідроелектростанцій	06.03.2022	
2	Проектний розрахунок редуктора	24.04.2022	
3	Обґрунтування вибору типу редуктора	20.05.2022	
4	Підготовка графічної частини роботи	10.06.2022	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	20.06.2022	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	21.06.2022	

Студент

_____ (підпис) _____ Дмитро МАЙСТРЕНКО (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

_____ (підпис) _____ Олександр ПОСМІТЮХА (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 56 сторінок

Найменування роботи: Проект редуктора гідростанції з приводом від ДВЗ.

Ілюстрації: схем _____; рисунків 18 _____;

графіків _____;

таблиць _____.

Ключові слова: гідронасос, шестерня, редуктор, підшипники, зубчате колесо, зварний корпус, змащувальна рідина

Текст реферату:

Метою кваліфікаційної роботи є виконати проєктний розрахунок редуктора для спільного приводу двох насосів, що приводять в дію малогабаритну бурову установку для направленої прокалювання ґрунту. Використання роздільного (двох насосного) приводу дає можливість оператору одночасно реалізовувати два види руху – обертовий та зворотно-поступальний.

В якості редуктора можна використати як клинопасовий так і ланцюговий редуктори, але їх використання обмежене великими габаритними розмірами та складністю експлуатації таких приводів.

Для досягнення поставленої мети у кваліфікаційній роботі вирішено ряд запитань: провели огляд відомих світових брендів у галузі виготовлення мобільних привідних гідро та пневмостанцій, що показав правильність вибору схеми проєктування, а розрахунки підтвердили це, виконали ряд креслень, що ілюструють огляд варіантів приводу та виконані проєктні розрахунки, що дають сподівання в подальшому реалізацію проєкту в металі.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИВОДІВ ГІДРОСТАНЦІЙ ДЛЯ ПРИВОДУ БУРОВОГО ОБЛАДНАННЯ.....	8
1.1 Огляд гідравлічних станцій.....	8
1.2 Конструкція гідростанції та вид гідронасоса	14
1.3 Огляд варіантів приводів насосів	17
2 ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ ГІДРОМАШИН ТА ВИБІР ВАРІАНТУ ПРИВОДУ ГІДРОНАСОСІВ.....	20
2.1 Деклараційний патент – гідромашина 108037	20
2.2 Гідромашина аксіальна корончата 100936	21
2.3 Аксіально-поршнева гідромашина 27155.....	23
2.4 Аксіально-поршнева гідромашина 80309.....	26
3 ПРОЄКТУВАННЯ РЕДУКТОРА ДЛЯ ПРИВОДУ ДВОХ АКсіАЛЬНИХ НАСОСІВ.....	30
3.1 Вибір варіанту приводу гідронасосів.....	30
3.2 Розрахунок параметрів кінематичних параметрів приводу	33
3.3 Проєктування зубчастих передач редуктора.....	34
3.4 Розрахунки ділянок шестерні та зубчастих колес	43
ВИСНОВОК.....	52
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	53

					ДІП. 63 0000. 221. ДРПЗ				
<u>Змн.</u>	<u>Арк.</u>	<u>№ докум.</u>	<u>Підпис</u>	<u>Дата</u>					
<u>Розроб.</u>		Майстренко			Проект редуктора гідростанції з приводом від ДВЗ.		<u>Літ.</u>	<u>Арк.</u>	<u>Архів</u>
<u>Перевір.</u>		Посмітюха О.							
<u>Реценз.</u>									
<u>Н. Контр.</u>		Посмітюха О.							
<u>Затверд.</u>		Ракша С.							
					УДУНТ, гр. ПМ19130				

ВСТУП

Привід від двигуна внутрішнього згорання керування гідростанцій містить редуктор, гідростанцію та гідропривід робочого органу. Гідропривід складається з: гідронасос, розподілювач, з'єднаний з силовим гідроциліндром, гідроорган керування мультиплікатором виконаний у вигляді клапана керування з підпружиненим двоступінчатим золотником, мультиплікатор і клапан керування має єдиний корпус, золотники встановлені співвісно і з зазором між торцевими поверхнями великих ступенів загальної порожнини з можливістю його попереминого сполучення з напірною та зливною магістралями за допомогою радіального і осевого каналів в золотнику і радіальних отворів в корпусі. В корпус вмонтований зарядний пристрій, який впливає на різницю тиску в камерах. До магістралей під'єднаний розподілювач для переключення як в режим мультиплікації, так і в режим нагнітання рідини. Гідроорган управління виконаний таким чином, що торцева частина має можливість плавного переміщення з конусом запобіжного клапана.

Експлуатаційна надійність гідравлічного обладнання формується за рахунок якісного виготовлення вузлів та агрегатів приводу та налагодженої системи технічного сервісу своєї продукції, завдяки дилерським центрам. Особливо це стосується агрегатів гідравлічних систем, до яких в умовах експлуатації висуваються високі технічні вимоги за якістю робочої рідини, складом та об'ємом робіт з їх технічного сервісу.

Метою роботи являється – проектування редуктора приводу насосів гідростанції для забезпечення роботи установки для проколювання ґрунту, який з'єднується з двигуном внутрішнього згорання. При проектуванні необхідно врахувати забезпечення експлуатаційної надійності приводу таблиця 1.1.

В відповідності до мети ставляться наступні задачі:

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1). Огляд конструкцій та приводів гідростанцій для приводу бурового обладнання.

2). Огляд конструкцій гідростанцій.

3). Проектування редуктора для приводу 2 аксіальних насосів.

4). Заходи безпечної експлуатації гідростанцій.

Об'єкт проектування – редуктор.

Кроки проектування редуктора - розрахунок потужності, крутного моменту та робочих швидкостей приводу, складання конструктивної схеми редуктора приводу насосів, розрахунок зубчатих передач приводу, розрахунок валів та підшипників приводу, розрахунок корпусних деталей.

Таблиця 1.1

В якості вихідних даних для дипломного проекту приймаємо

Двигун Weima WM192FSE з електростартером	к.с.	16-18
	кВт	11,8...13
	п	об/хв
WM192FSE Вал під шпонку	d/l	мм
WM192FTE Вал шліцьовий, 6 шліців	d/l	мм
Насоси аксіальні		
Кількість	шт	2
Тип насоса		210.2.12 310.3.12
Робочий об'єм	см ³	12
Номинальна частота обертання min/max	об/хв	400/2400
Подача	л/хв	
Тиск max	МПа	25/30
	ном	МПа
Тиск на вході	МПа	0,08
Необхідна подача		
Насос на циліндри тиск до 250 бар	л/хв	10
Насос на мотори тиск до 160 бар	л/хв	25
Коефіцієнт використання насоса		
Насос на циліндри		40
Насос на мотори		60
Робота під тиском не одночасна		

1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИВОДІВ ГІДРОСТАНЦІЙ ДЛЯ ПРИВОДУ БУРОВОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Огляд гідравлічних станцій

Гідростанція (гідравлічна насосна станція) – технічний пристрій, що перетворює різні види енергії на механічну енергію рідини, і управляє рухом потоку цієї рідини. Вид перетворюваної енергії (електрична, механічна енергія рідини або стиснутого газу, хімічна енергія палива) залежить від типу первинного двигуна, що входить до складу гідростанції.

До складу гідростанції входять такі компоненти:

- двигун первинний (електричний, гідравлічний, пневматичний двигун внутрішнього згоряння). Призначений для перетворення відповідного виду енергії (електричної, механічної енергії рідини або стиснутого газу, хімічної енергії палива) на кінетичну енергію обертального або поступального руху.

- насос гідравлічний (шестеренний, пластинчастий, аксіально-плунжерний, радіально-плунжерний або плунжерний насос). Призначений для перетворення кінетичної енергії обертального чи поступального руху на механічну енергію рідини.

- гідробак – металева або пластикова ємність, що містить робочу рідину, яка використовується в основному для перенесення енергії до виконавчого механізму – гідродвигуна (гідроциліндра або гідромотора). Має вбудовану горловину із фільтром для заправки робочої рідини.

- трубопровід - система каналів, яка може складатися з рукавів високого тиску, металевих труб, плит модульного та стикового монтажу. Служить для з'єднання гідравлічного насоса з різного роду гідравлічною апаратурою, що регулює і розподілює. Забезпечує передачу потоку рідини, що нагнітається гідравлічним насосом до виконавчого механізму та її повернення в гідробак.

- фільтр зливний - пристрій, що фільтрує робочу рідину, яка повертається від виконавчого механізму (гідродвигуна) в гідробак.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від призначення та умов експлуатації гідростанція може включати наступні додаткові компоненти:

- фільтр всмоктуючий - пристрій, що фільтрує робочу рідину, що всмоктується гідравлічним насосом з гідробака.

- фільтр напірний - пристрій, що фільтрує робочу рідину, що нагнітається гідравлічним насосом.

- пристрої керування тиском – запобіжні, перепускні, розвантажувальні, редуційні та інші типи клапанів тиску. Призначені керувати тиском робочої рідини у системі чи окремих її контурах.

- пристрої керування потоком – дроселі, регулятори потоку та інші типи клапанів потоку. Призначені керувати потоком робочої рідини у системі чи окремих її контурах.

- розподільні пристрої - зворотні клапани, гідравлічні розподільники та інші типи розподільних клапанів. Призначені для розподілу потоків робочої рідини в системі або її окремих контурах.

- гідроаккумулятор – ємність, здатна накопичувати енергію робочої рідини і віддавати її в потрібний момент часу. Є три типи гідроаккумуляторів - вантажний (повернення енергії відбувається за рахунок зміни потенційної енергії вантажу), пружинний (за рахунок деформації пружини) та пневмогідравлічний (за рахунок стиснення та розширення газу). Призначений для живлення системи в аварійних ситуаціях, компенсації витоків, демпфування пульсацій, гасіння гідроударів тощо.

- теплообмінник (маслоохолоджувач) - пристрій, що охолоджує робочу рідину. Може бути повітряним чи водяним.

- ТЕН (трубчастий електронагрівач) - пристрій, призначений для нагрівання робочої рідини. Встановлюється у гідробак.

- манометр - візуальний пристрій контролю тиску робочої рідини у різних частинах гідравлічної системи. Може бути аналоговим (стрілковим) або цифровим (електронним).

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- датчики - елементи вимірювального, сигнального, регулюючого або керуючого пристрою системи, що перетворюють контрольовану величину на зручний для використання сигнал. Використовуються для вимірювання тиску, витрати, рівня та температури рідини в гідробаку, ступеня забрудненості фільтроелементів.

- реле - електромеханічні пристрої, призначені для комутації електричних кіл при заданих змінах електричних та неелектричних входних величин. Використовуються два типи реле - реле тиску (розмикає або замикає електричний ланцюг при досягненні заданого тиску) і реле рівня масла (розмикає або замикає електричний ланцюг при досягненні заданого рівня масла в гідробаку).

- панель керування — панель із встановленими елементами керування олією, приладами контролю та індикації. Може бути з механічним або сенсорним (тактильним) керуванням. Може встановлюватися як безпосередньо на олію, так і окремо від неї.

Розглянемо найбільш відомі гідростанції (рис. 1.1).

Гідростанція Ditch Witch PP35

Марка та тип двигуна - дизельний водяного охолодження.

Потужність - 40 (55) кВт (к.с.).

Номінальний тиск оливи –17 МПа.

Номінальна продуктивність - 40+100 (140) л/хв.

Об'єм масляного бака -120 л.

Охолодження оливи - примусове повітряне.

Об'єм паливного бака –100 л.

Габаритні розміри (ДхШхВ) - 1300х600х800 мм.

Маса у заправленому стані - 850 кг.

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 1.1. Гідростанція Ditch Witch PP35

Використовується для роботи як джерело гідравлічної енергії для гідроінструменту, гідравлічних механізмів. Гідростанції використовуються в багатьох галузях промисловості: чорної та кольорової металургії, вугільної та гірничорудної, промисловому та цивільному будівництві, енергетиці, автомобільному, машинобудуванні, залізничному та річковому транспорті, харчовій промисловості та сільському господарстві. Гідростанція використовується для приводу різного технологічного гідравлічного обладнання, механізмів пресів та кувальних комплексів, прокатних станів, гідравлічних маніпуляторів та іншого промислового обладнання, ручного гідравлічного інструменту.

Гідростанції використовуються при роботі з інструментами таких видів, як: відбійний молоток, гайковерт, пила дискова, насос занурюваний шламовий, пила ланцюгова, кутова шліфувальна машина, гідравлічне ручне свердло (рис.1.2).

Гідростанція бензинова Honda GX-390

Марка двигуна Honda GX-390.

Потужність – 13к.с.

Тип палива – Бензин.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потік оливи – 30л/хв.

Робочий тиск – 155бар.

Об'єм масляного бака – 12л.

Вага – 115кг.

Габаритні розміри (ДхШхВ) 710х710х770.



Рис. 1.2. Гідростанція бензинова Honda GX-390

Гідростанція використовується для роботи як джерело гідравлічної енергії для гідроінструменту, гідравлічних механізмів. Гідростанції використовуються в багатьох галузях промисловості: чорної та кольорової металургії, вугільної та гірничорудної, промислового та цивільному будівництві, енергетиці, автомобільному, машинобудуванні, залізничному та річковому транспорті, харчовій промисловості та сільському господарстві. Гідростанція використовується для приводу різного технологічного гідравлічного обладнання, механізмів пресів та кувальних комплексів, прокатних станів, гідравлічних маніпуляторів та іншого промислового обладнання, ручного гідравлічного інструменту.

Гідростанція Honda GX-390 використовується при роботі з інструментами таких видів, як: відбійний молоток, гайковерт, пила дискова,

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

насос занурюваний шламовий, пила ланцюгова, кутова шліфувальна машина, гідравлічне ручне свердло.

Електрична гідростанція Нусон HPP18E.

Електрична гідростанція із потужним двигуном 11 кВт (рис. 1.3). Призначений для використання всередині приміщень. Використовується як джерело живлення для відрізних пилок, алмазних ланцюгових пилок, відбійних молотків тощо. Представлена двома модифікаціями - з потоком 30 л/хв та 40 л/хв. Міцна закрита конструкція дозволяє експлуатувати цю станцію у складних умовах.

Застосування: відбійні молотки HH23 30 л/хв., HH25 30 л/хв., HH27 30 л/хв; гідравлічний перфоратор HRD 20; молот для забивання стовпів HPD; відрізні пилки HCS 14 Pro, HCS 16 Pro, HCS 18 Pro; шламові помпи HWP2, HWP3, HWP4.



Рис. 1.3. Електрична гідростанція Нусон HPP18E

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електрична гідростанція Husco HPP18E.

Двигун: Електричний, 380 В

Потужність двигуна: 11 кВт

Тиск: 150 бар.

Потік оливи: 1х30 або 1х40 л\хв.

Електростартер: Є.

Рівень звукового тиску 1 м LPA: 86 дБ.

Акустична потужність LWA: 98 дБ.

Маса: 128 кг.

Габарити: 805х625х695 мм.

Найчастіше дана станція використовується всередині приміщень.

Зазвичай покупцями є професійні компанії, що спеціалізуються на дробленні/різанні бетону, що використовують $\varnothing 400/\varnothing 450$ відрізнi пилки, алмазні ланцюгові пилки та пилки.

Незважаючи на потужний двигун, HPP18E є електричною станцією, зручною для транспортування у легковому автомобілі.

Конструкція цієї станції дуже міцна, тому вона може експлуатуватися навіть у критичних умовах, оскільки двигун та блок управління сертифіковані відповідно до директив ЄС IP55 і IP54 відповідно.

1.2 Конструкція гідростанції та вид гідронасоса

Згідно нашого проєкту використовуємо бензиновий ДВЗ в якості первинного двигуна.

До складу гідростанції (рис. 1.4) входять такі компоненти: насос гідравлічний аксіально-плунжерний 2 шт, гідробак має вбудовану горловину із фільтром для заправки робочої рідини, система каналів, яка складається з рукавів високого тиску, металевих труб, плит модульного та стикового монтажу, фільтр зливний, запобіжні та перепускні клапани тиску, гідравлічні розподільники, манометр, панель керування, теплообмінник повітряний.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

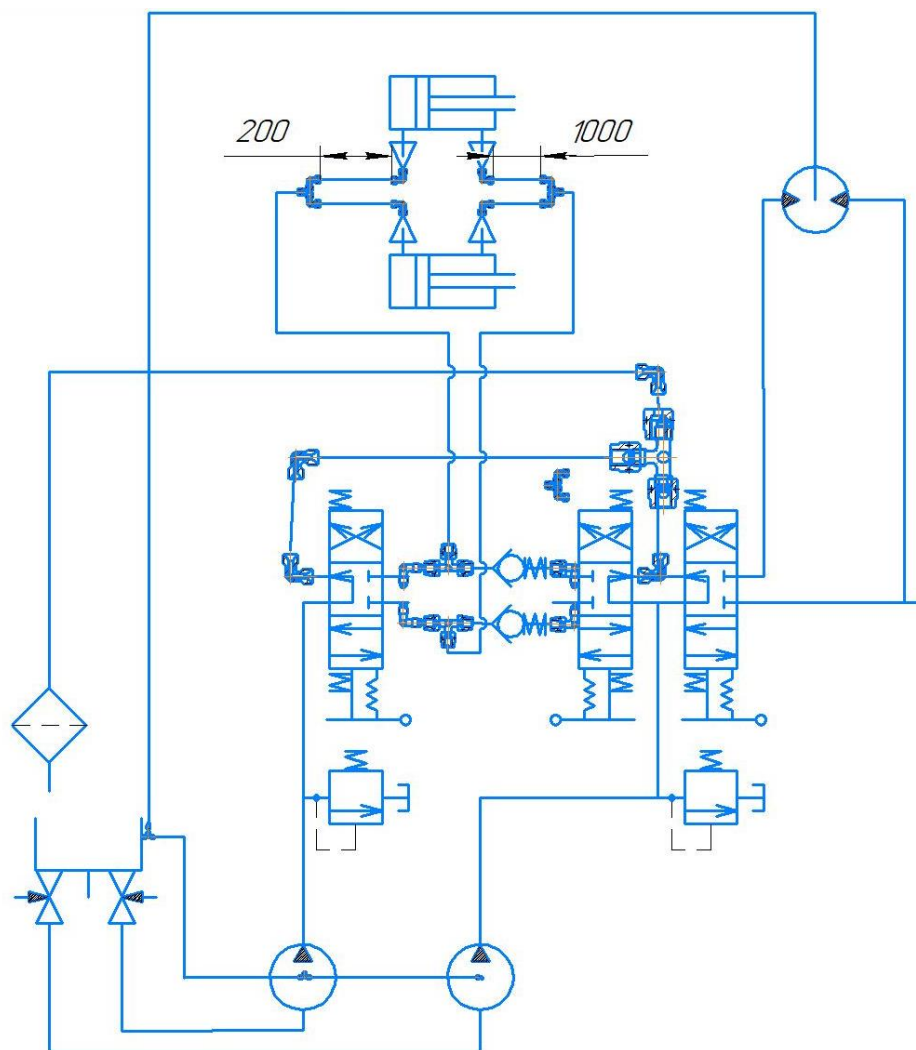


Рис. 1.4. Типова гідравлічна схема двонасосної гідростанції підвищеного тиску

Використовуємо два аксіальних регульованих насоси (рис. 1.5.). Відноситься до гідравлічних машин об'ємного витиснення і торкається аксіально - плунжерних нерегульованих насосів з нерухомим циліндровим блоком і клапанним розподілом.

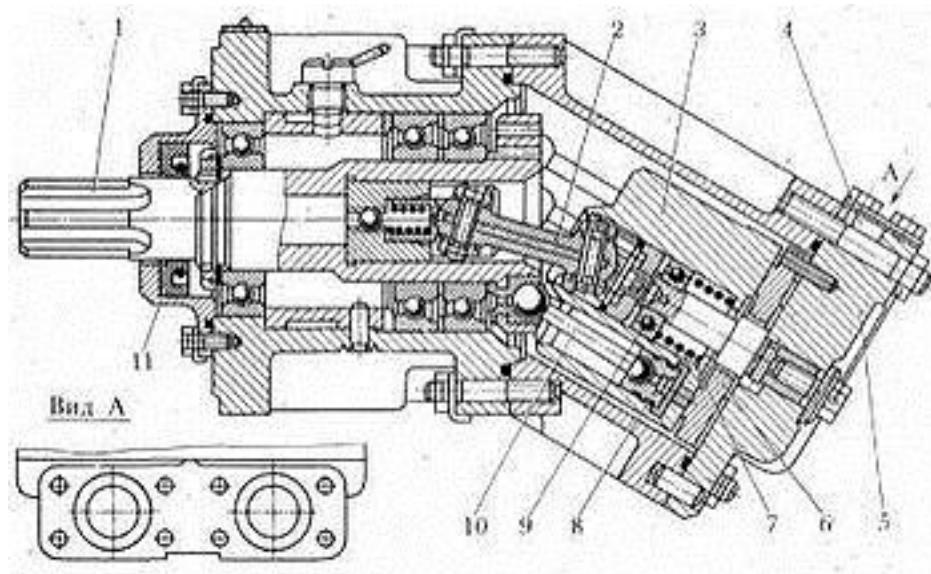


Рис.1.5. Аксиальний регульований насос

1 – вал; 2 – шарнір; 3 – блок циліндрів; 4 – вікно; 5 – кришка; 6 – диск;
7 – пружина; 8 – поршні; 9 – підшипник; 10 – штоки; 11 – ущільнення

Відомий регульований насос, що включає обертовий похилий диск, який взаємодіє з встановленими в робочих камерах корпусу плунжерами, клапани, кожний з яких має підпружинений запірний елемент, надклапанну порожнину, яка сполучена з відповідною робочою камерою, клапанну порожнину з розміщеним в ній керуючим поршнем запірного елемента і під торцеву порожнину поршня, керуючу золотникову втулку, сполучену з диском, що обертається, встановлену з можливістю осьового переміщення в розточці корпусу і забезпечену принаймні однією тангенціальною і однією поздовжньою кромками, розміщеними в кільцевій порожнині між циліндричними поверхнями розточки і втулки, а також отворами, що сполучають клапани через кільцеву порожнину з всмоктуючою магістраллю насоса, причому запірний елемент підпружинений у бік відкриття, підклапанна порожнина сполучена з кільцевою порожниною, а підторцева - із зливною.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У цих насосах зміна подачі рідини здійснюється за рахунок переміщення в осьовому напрямку керуючої золотникової втулки. Недоліком такої схеми є складність забезпечення автоматичного регулювання подачі.

1.3 Огляд варіантів приводів насосів

Сучасні конструкції приводів взагалі відрізняються не тільки високою надійністю, а й керованістю їх робочими характеристиками в широких межах. З широким застосуванням мікропроцесорів, мікроконтролерів сучасні приводи отримали автоматичний та комп'ютеризований контроль та керування. Суттєво розширився асортимент приводів, які знаходять щоразу більше застосування в транспорті, особливо для автоматизації та роботизації технологічних процесів в машинах. Широкими темпами розвиваються приводи, які при суттєвому зменшенні габаритів і маси, забезпечують високу потужність, надійність тощо.

Технічне вдосконалення транспортних машин забезпечує ріст швидкостей, збільшення завантаженості, зниження питомої ваги палива, спеціалізацію засобів транспорту.

Приводи зазвичай в конструктивних і технологічних задумах об'єднані у модулі, що називаються редукторами або мультиплікаторами та є досить типовими для різних галузей техніки.

Приводи мають забезпечувати надійний кінематичний і силовий зв'язок між двигуном й гідронасосом. До приводів також висувається низка вимог: простота конструкції та експлуатації, економічність, достатня надійність і високий ККД.

Привід від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) (рис.1.5) поширені в приводі гідронасосів машин. Вони є незалежними джерелами енергії, дають виграш у потужності, що припадає на одиницю їхньої маси.

ДВЗ запускають виключно від'єднанням від навантаження. На потужність ДВЗ істотно впливають метеорологічні параметри навколишнього

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

середовища (тиск, температура, вологість). Тому виведення ДВЗ на робочий режим передбачає деякий час на нагрівання, а також встановлення мащення спряжених поверхонь тертя. Відповідність ДВЗ заданим умовам роботи визначається їхньою зовнішньою характеристикою і конструкцією².

Для підбору ДВЗ для конкретного приводу гідронасоса дотримуються методики, суть якої у встановленні відповідності між основними показниками і характеристиками двигуна та величиною й характером навантаження, що повинен долати.

Встановлюють:

- 1). здатність двигуна стійко, без зміни, долати задане навантаження;
- 2). величину оптимального завантаження двигуна (нормальної потужності); частоти обертання, приведеного до колінчастого валу моменту інерції мас рухомих деталей; параметрів систем регулювання, а також найвигіднішу форму зовнішньої швидкісної характеристики.

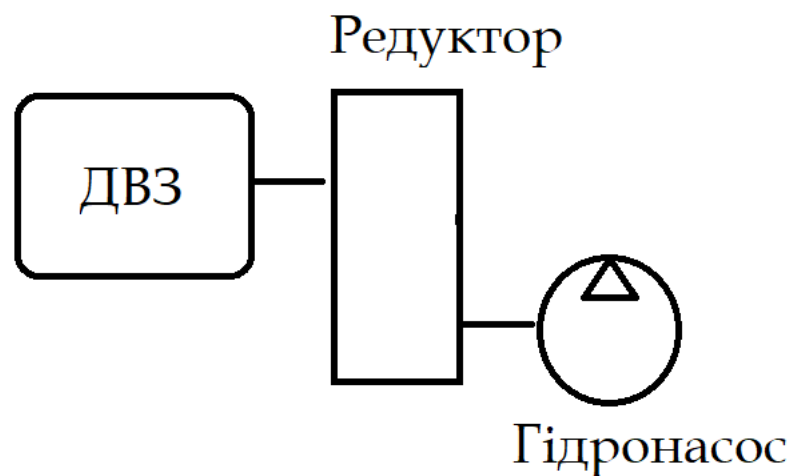


Рис. 1.5. Схема приводу гідронасосу від ДВЗ

Привід гідронасоса від електродвигуна змінного або постійного струму (рис. 1.6) перетворюють електричну енергію в механічну. Вони мають високу економічність, дають змогу реалізовувати приводи з індивідуальними двигунами безпосередньо біля гідронасосу. Це суттєво спрощує дистанційне

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

керування та автоматизацію, забезпечує постійну готовність до пуску в роботу.

У потужних приводах застосовують асинхронні електричні двигуни трифазного змінного струму з короткозамкненим чи фазним ротором.

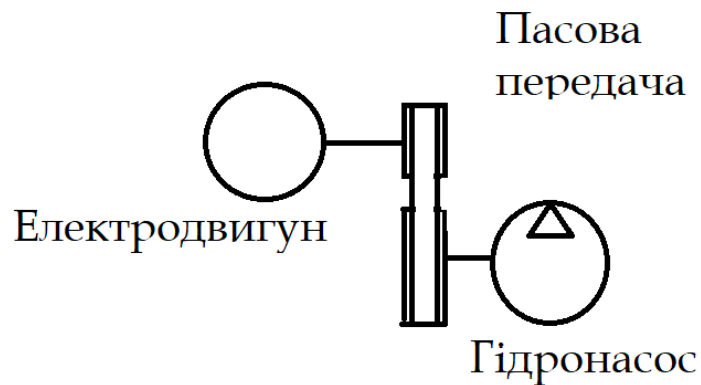


Рис. 1.6. Схема приводу гідронасоса від електродвигуна

ККД пасових передач різних типів становить близько 0,90–0,97.

Основні переваги приводу гідронасоса пасовою передачею:

- можливість передавання руху між валами двигуна та гідронасоса, що знаходяться на значній відстані;
- плавність та безшумність роботи, які обумовлені еластичністю паса;
- запобігання різкому перевантаженню елементів внаслідок пружності паса та можливості його проковзування на шківах;
- простота конструкції, обслуговування та догляду в експлуатації;
- відносно високий ККД.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ ГІДРОМАШИН ТА ВИБІР ВАРІАНТУ ПРИВОДУ ГІДРОНАСОСІВ

2.1 Деклараційний патент – гідромашина 108037

Деклараційний патент № 108037. Гідромашина. Мокроуз Василь Кпиментійович, Олешко Володимир Васильович, Латка Валерій Юрійович, Горбатюк Микола Васильович «Харківське агрегатне конструкторське бюро» [43].

Гідромашина містить корпус з двома парами вікон на плоскій стінці для підведення й відведення робочого тіла й двома напрямними пазами у вигляді правильного прямокутного паралелепіпеда кожний, які виконані з протилежних об'ємних боків корпусу вздовж його горизонтальної осі А-А.

Хрестоподібний повзун виконаний із прямокутним вікном у центрі і виступами у вигляді правильних прямокутних призм. Плунжер виконано у вигляді правильної прямокутної призми. Колінчатий вал встановлено у корпусі. При цьому повзун укладено у напрямних пазах корпусу; плунжер укладено у вікно повзуна та встановлено на шийку колінчастого вала для можливості зворотно-поступального руху.

Також утворено дві протилежно розташовані відносно горизонтальної осі А-А корпусу робочі камери у вигляді прямокутних паралелепіпедів. Для зменшення нерівномірності роботи пристрою напрямні пази корпусу на торцях закриті, утворюючи разом з виступами повзуна дві додаткові робочі камери у вигляді прямокутних паралелепіпедів. З кожної сторони між боковими гранями виступів повзуна та внутрішніми стінками корпусу. На плунжері додатково виконано по дві симетрично розташовані відносно його осей горизонтальні канавки. У кожному виступі повзуна з кожної сторони паралельно й симетрично осям напрямних пазів корпусу виконано по два наскрізних отвори для підведення робочого тіла до додаткових робочих камер та відведення від них.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

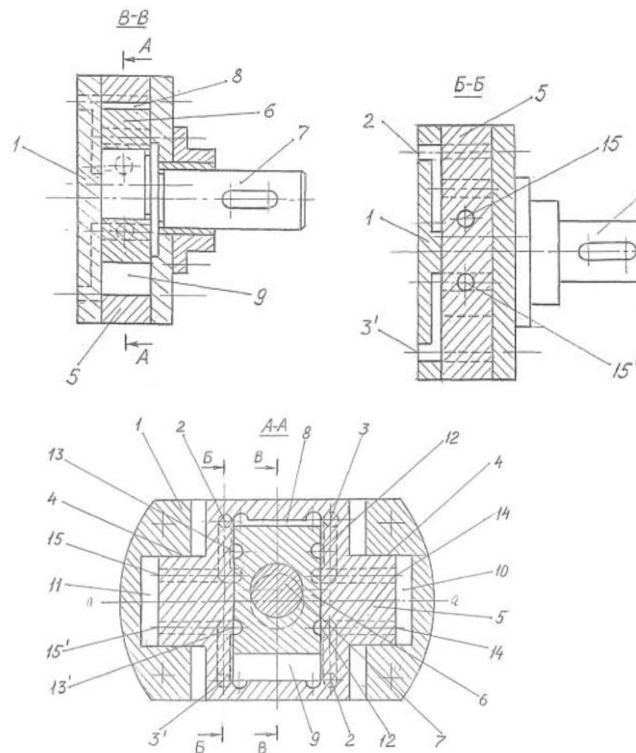


Рис. 2.1 Схема до деклараційного патенту № 108037. Гідромашина

2.2 Гідромашина аксіальна корончата 100936

Деклараційний патент № 100936. Гідромашина аксіальна корончата.

Смірнов Вячеслав Миколайович, Пелевін Леонід Євгенович, Гаркавенко Олександр Миколайович, Рашківський Володимир Павлович, Солонько Руслан Миколайович. «Науково-дослідний інститут будівельнодорожньої і інженерної техніки».

Гідромашина аксіальна корончата містить корпус, вал на упорно-радіальних підшипниках, корончаті плунжери з торцевими зубами, упорні диски з відповідними торцевими зубами, робочі камери з кільцевими розподільниками робочої рідини. Для забезпечення можливості реверсу торцеві зуби виконано з обох сторін корончатого плунжера, робочі камери

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

суміщені з порожнинами між торцевих зубів корончатого плунжера і упорних дисків, а на середині шліцьового з'єднання корончатого плунжера і вала встановлено герметизатор.

Винахід належить до пристроїв, призначених для перетворення енергії потоку рідини в механічну енергію або навпаки, і може бути використано в машинобудуванні. Відома аксіально-поршнева гідромашина, що складається з блока аксіально розточених циліндрів, де переміщуються поршні, які шарнірно взаємодіють з похило розташованим диском, що створює необхідний крутний момент на валу двигуна. Крім того, гідромашина має гідророзподільник, за допомогою якого здійснюється подача робочої рідини під поршень.

Недоліками є однократність дії поршнів за один оберт вала при створенні обертового моменту, низький питомий крутний момент на одиницю маси, складність конструкції і трудомісткість її виготовлення, що обумовлено складною траєкторією руху блока циліндрів і необхідності в зубчастому редукторі. Крім того, відома гідромашина аксіальна багатоходова, що складається з корпусу, в якому розміщено витискувачі з робочими камерами, що примикають до розподільника, які взаємодіють з відповідним похилим диском. Контактна поверхня кожного поршня блока витискувачів виконана у вигляді частини поверхні конуса, вершина якого розташована між осями поршня і блоком витискувачів.

Недоліками даної гідромашини аксіальної є те, що в робочому циклі гідромашини не використовується зворотний хід плунжера, громіздкість і висока складність конструкції, що ускладнює її виготовлення і підвищує вартість, недостатньо високий моторесурс через складний розподіл діючих статичних і динамічних зусиль, трудомісткість обслуговування і ремонту.

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

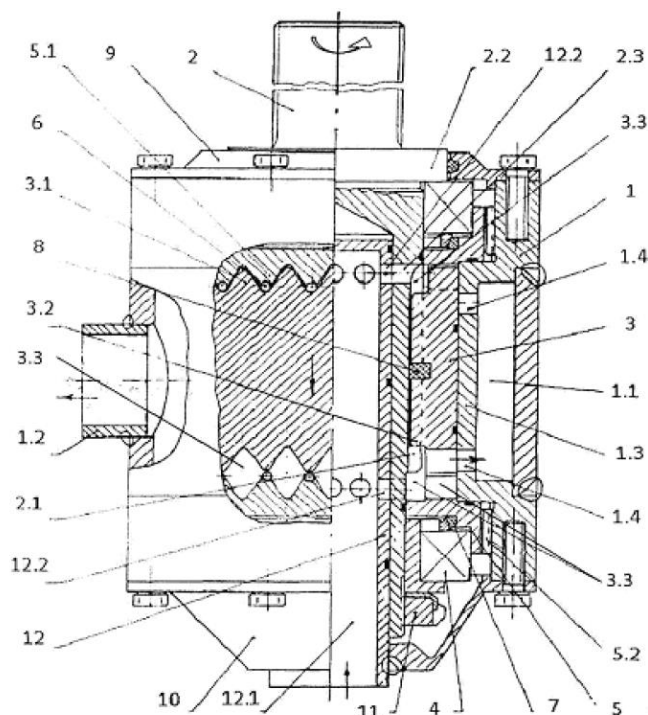


Рис. 2.2 Схема до деклараційного патенту № 100936. Гідромашина аксіальна корончатa

2.3 Аксіально-поршнева гідромашина 27155

Деклараційний патент № 27155. Аксіально-поршнева гідромашина. Лисенко Леонід Власович, Шинкарик Марія Миколаївна, Юкало Володимир Глібович. «Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя»

Корисна модель відноситься до машинобудування, зокрема до гідромашин з аксіальним розташуванням поршнів і похилим блоком циліндрів.

Найближчою до корисної моделі, що заявляється, є аксіально-поршнева гідромашина, що наведена в описі до.

Відома машина містить корпус, в якому установлений на підшипниках вал з фланцем. У фланці шарнірно закріплені шатун - поршні, які розташовані в похилому блоку циліндрів. Між обоймами підшипників в розточці корпусу

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

установлений стопорний пристрій, який включає дистанційне і пружинне кільця. На валу установлене друге дистанційне кільце і стопорне кільце. При цьому дистанційне кільце виконане складеним і розташоване в розточці корпусу, а пружинне кільце установлене з можливістю взаємодії зовнішньою поверхнею з внутрішньою поверхнею дистанційного кільця.

Найближчий аналог і корисна модель, що заявляється, мають такі спільні вузли і елементи:

- корпус;
- вал з фланцем і з шарнірно закріпленими шатун-поршнями;
- вал з фланцем розташований у середині корпусу на підшипниках;
- шатун-поршні розташовані в похилому блоку циліндрів;
- дистанційне кільце;
- опорне кільце;
- розміщення дистанційного й опорного кілець між підшипниками.

Але відома аксіально-поршнева гідромашина має суттєві недоліки:

- невелика несуча здатність підшипникового вузла;
- достатньо великі габарити.

При необхідності збільшити несучу здатність пропорційно збільшуються її габарити.

В основу корисної моделі, що заявляється, поставлена задача створити аксіально-поршкову гідромашину, в якій шляхом введення додаткового проміжного корпусу підшипника, забезпеченого хвостовиком, розташованим в площині опорного кільця, забезпечити підвищення несучої здатності при одночасному збереженні невеликих габаритів гідромашини.

Поставлена задача вирішена конструкцією аксіально-поршкової гідромашини, що містить корпус, усередині якого установлений на підшипниках вал з фланцем з шарнірно закріпленими шатун-поршнями, розташованими в похилому блоку циліндрів, а також дистанційне і опорне кільця, розміщені між підшипниками тим, що вона додатково містить

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

проміжний корпус підшипника, забезпечений циліндричним хвостовиком, розташований в площині опорного кільця.

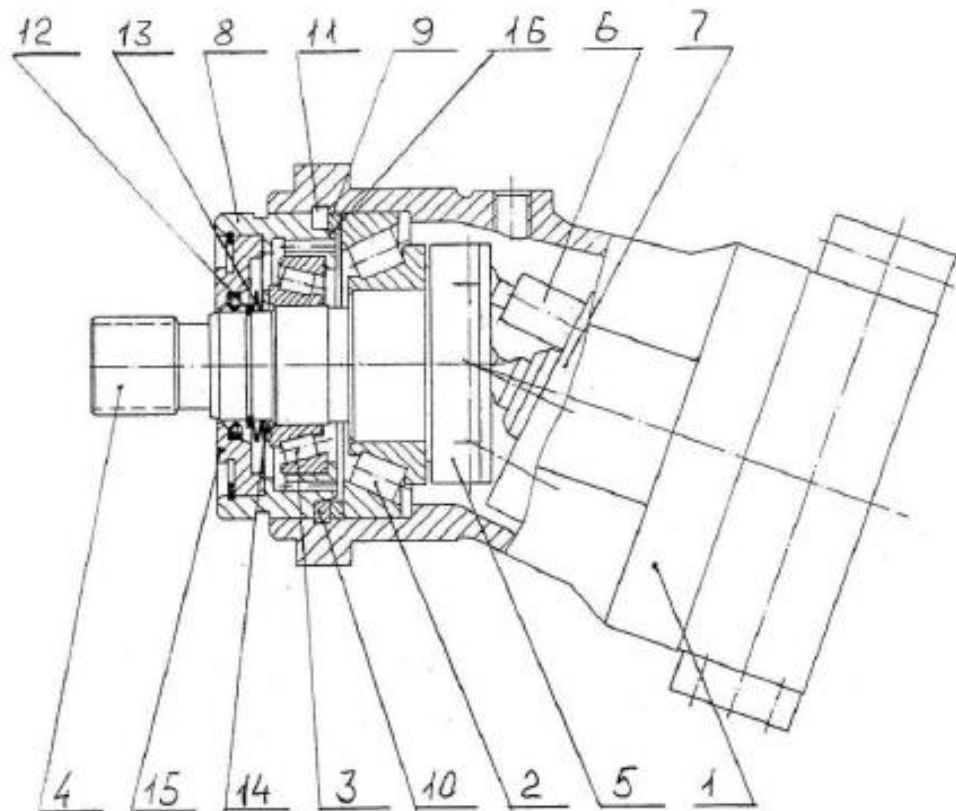


Рис. 2.3 Схема до деклараційного патенту №27155. Аксіально-поршнева гідромашина

Новим у корисній моделі, що заявляється, є те, що:

- гідромашина додатково містить проміжний корпус підшипника;
- проміжний корпус підшипника забезпечений циліндричним хвостовиком;
- циліндричний хвостовик розташований в площині опорного кільця.

Сукупність заявлених і нових ознак дозволила збільшити несучу здатність конструкції і зберегти невеликі габарити гідромашини.

На кресленні зображена заявлена аксіально-поршнева гідромашина.

Гідромашина містить корпус 1, усередині якого в основному підшипнику 2 і хвостовому підшипнику 3 установлений вал 4 з фланцем 5. У фланці 5 вала 4 шарнірно закріплені шатуни -поршні 6, які розташовані в

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

похилому блоку циліндрів 7. Похилий блок циліндрів 7 розміщений в корпусі 1 під кутом до осі вала 4.

2.4 Аксіально-поршнева гідромашина 80309

Деклараційний патент № 80309. Аксіально-поршнева гідромашина. Мадюдя Михайло Михайлович. Відкрите акціонерне товариство «Ямпільський приладобудівний завод»

Винахід відноситься до гідравлічного обладнання, а саме до об'ємних гідромашин аксіально-поршневого типу з торцевим розподіленням робочої рідини, які мають блок циліндрів з поршнями, що складається з двох частин, установлених з гарантованим зазором одна відносно іншої, і може бути використаний для подавання робочої рідини під тиском до гідросистем будь-яких гідрофікованих машин і механізмів, або для перетворення енергії тиску робочої рідини в обертальний рух виконавчих органів металорізальних верстатів, підйомно-транспортних машин, ковальсько-пресового обладнання, маніпуляторів і т. п.

В процесі роботи гідромашини в режимі гідромотора зусилля, що створює тиск рідини на поршні, передається через штовхані на наклонний диск.

Тангенціальна складова цього зусилля приводить барабан (а відповідно, і вал з блоком циліндрів) до обертання. Тангенціальні зусилля, що створюють крутний момент, сприймається барабаном і штовхачами. Штовхачі контактують з поршнями і передають на них і блок циліндрів тільки осьове зусилля.

Відсутність в даній гідромашині примусового ведення поршнів не дозволяє використовувати її при роботі на само всмоктуванні в режимі насоса, а використання її при роботі в режимі гідромотора вимагає створення додаткового підпору в зливній гідролінії, що суттєво зменшує величину створюваного крутного моменту.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Частина блока циліндрів, що підпружинена до торцевого розподільника, також може бути зв'язана з валом за допомогою шліцьового з'єднання в зоні контакту поршня з цією частиною блока циліндрів.

Відома конструкція гідромашини за рахунок примусового ведення поршнів дозволяє використовувати її при роботі на само всмоктуванні в режимі насоса, а також при роботі в режимі гідромотора без створення додаткового гідравлічного підпора в зливній гідроліті

Установка другої частини блока циліндрів виключно на поршнях одночасно з гарантованим кільцевим зазором по всій її поверхні відносно вала забезпечує осьову самоустановку другої частини блока циліндрів під дією пружини, що притискає її до торцевого розподільника, що забезпечує еквідистантність зазору у розподільному вузлі, утвореному між суміжними ущільнюючими розподільними поверхнями другої частини блока циліндрів і торцевого розподільника.

Оскільки, друга частина блока циліндрів вільно встановлена на поршнях, то під дією крупного моменту, що виникає внаслідок дії радіальної складової реакційних сил зі сторони похилого диска на підп'ятники, поршні своєю поверхнею будуть опиратися і тиснути на протилежні краї циліндричних розточок першої частини блока циліндрів, яка кінематично зв'язана з валом. При цьому, вказаний крутий момент на поршнях буде урівноважуватися парами радіальних реакційних сил, що діють на поршні з боку першої частини блока циліндрів, а місця їх прикладання знаходяться в межах першої частини блока циліндрів, тобто ці пари радіальних реакційних сил діють на малому плечі. У зв'язку з тим, що пари радіальних реакційних сил діють на малому плечі, в межах першої частини блока циліндрів, ці сили будуть значними за величиною і тому вони створюватимуть в місцях їх дії значні контактні напруження, що можуть значно перевищувати допустимі контактні напруження в матеріалі поршнів або першої частини блока циліндрів, що приведе до швидкої поломки гідромашини. Для запобігання

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цього першу частину блока циліндрів необхідно виконувати зі збільшеним осьовим габаритом. Але це приведе до збільшення довжини поршнів і осьового габариту а також маси всієї гідромашини.

Запропоноване в цьому авторському свідоцтві друге конструктивне виконання установки другої частини блока циліндрів, яке полягає в тому, що

друга частина блока циліндрів установлена на поршнях і одночасно зв'язана з валом за допомогою шліцьового з'єднання в зоні контакту поршня з цією частиною блока циліндрів, на практиці приводить цю конструкцію до першого конструктивного виконання, коли друга частина блока циліндрів вільно установлена на поршнях і не опирається на вал. Це пов'язано з тим, що величини допусків на виготовлення шліцьового з'єднання вала з другою частиною блока циліндрів значно перевищують величини допусків між поршнями і розточками під поршні в частинах блока циліндрів, оскільки діаметр шліцьового з'єднання вала з блоком циліндрів значно перевищує діаметр розточок під поршні в частинах блока циліндрів. Тому друга частина блока циліндрів під час роботи гідромашини, маючи змогу зміщуватися в радіальному напрямку відносно першої частини блока циліндрів в межах величини зазорів в шліцьовому з'єднанні між другою частиною блока циліндрів і валом, буде повністю утримуватися на поршнях, не опираючись на вал як і в першому випадку, оскільки величини радіальних зазорів в шліцьовому з'єднанні значно перевищують величину радіальних зазорів між поршнями і розточками під них в частинах блока циліндрів.

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

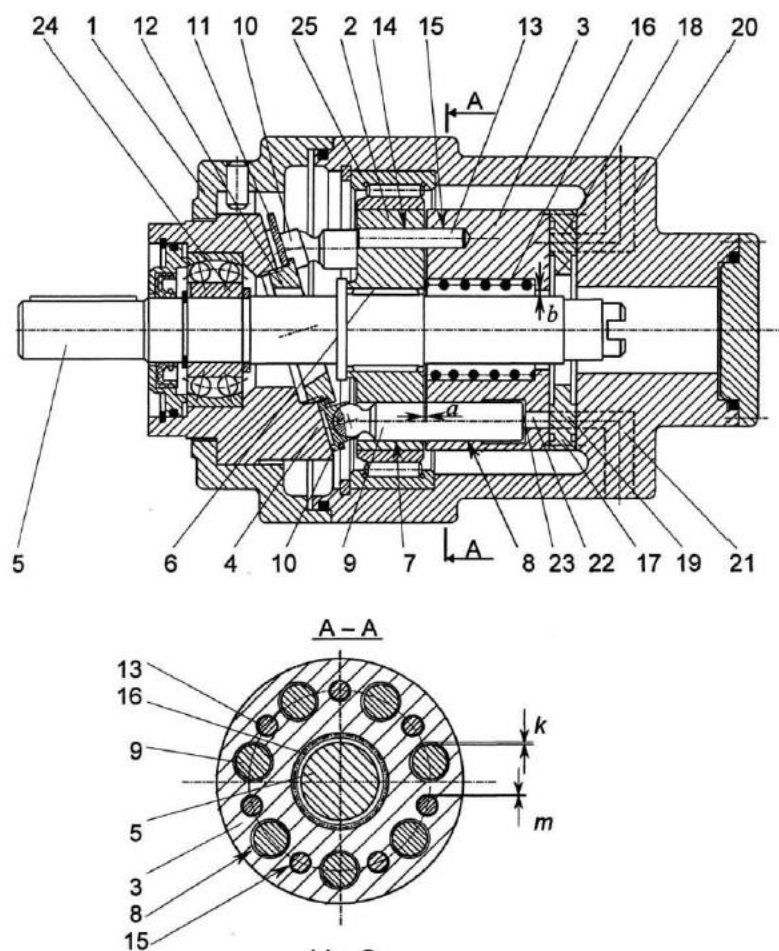


Рис. 2.4 Схема до деклараційного патенту №80309. Аксіально-поршнева гідромашина

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ПРОЄКТУВАННЯ РЕДУКТОРА ДЛЯ ПРИВОДУ ДВОХ АКСІАЛЬНИХ НАСОСІВ

3.1 Вибір варіанту приводу гідронасосів

Для подальшого конструювання приводу гідронасосів обираємо привід від ДВЗ через муфту та редуктор з двома вихідними валами. (рис. 3.1).

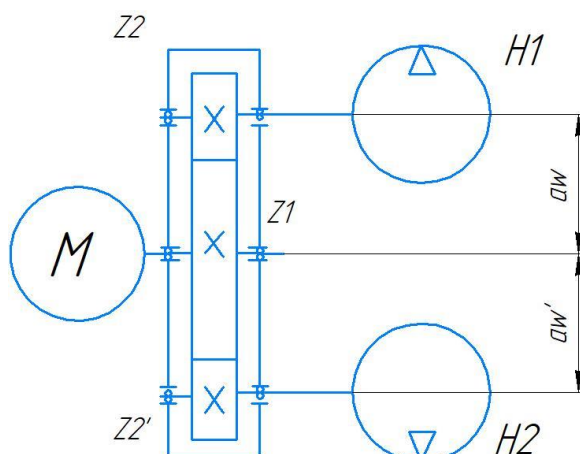


Рис. 3.1 Кінематична схема приводу аксіально-поршневих гідронасосів

Вихідні данні:

- джерело живлення - двигун Weima WM192FSE з електростартером;
- необхідна подача насоса Н1 на циліндри 10 л/хв, тиск до 250 бар;
- необхідна подача насоса Н2 на мотори 25 л/хв, тиск до 160 бар;
- гідронасос – аксіально-поршневий 210.3.12 - нерегульований.

В якості джерела енергії пропонується використати бензиновий двигун WeimaWM192FSE (16,0 к.с.), з електростартером корпорації Weima Power Machine (рис. 3.2).

Технічні характеристики двигуна WeimaWM192FSE

Тип двигуна 4-тактний. одноциліндровий двигун, з верхнім розташуванням клапанів

Робочий об'єм 450 см³

Діаметр циліндра*хід поршня 77 x 58мм

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна потужність 13 кВт/9 л.с. 3600 об/хв.

Максимальний крутний момент 18N.m/2500об/хв

Витрата палива 374g/kw.h г/л.

Розміри (довжина * ширина * висота) 520 * 455 * 475 мм

Маса(зі стартером) 25 кг

Система охолодження Повітряна, з примусовою циркуляцією повітря

Система запалювання Транзисторне магнето

Напрямок обертання колінчастого валу Проти годинникової стрілки

Вихідний вал двигунів під шпонку – діаметр валу 25мм, довжина 66,5

мм.



Рис. 3.2. Бензиновий двигун Weima WM192FSE

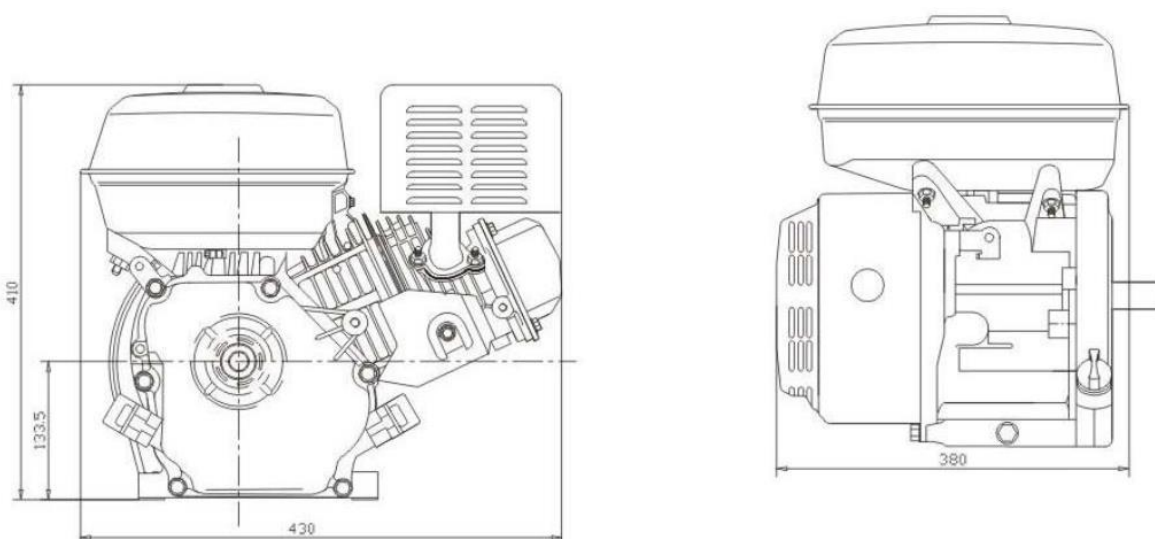


Рис. 3.3 Габаритні розміри

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пропонуємо для застосування насоси аксіально-поршневі нерегульовані типу 210.2 об'ємних гідроприводів машин (рис. 3.4) з робочим об'ємом 12 см³.

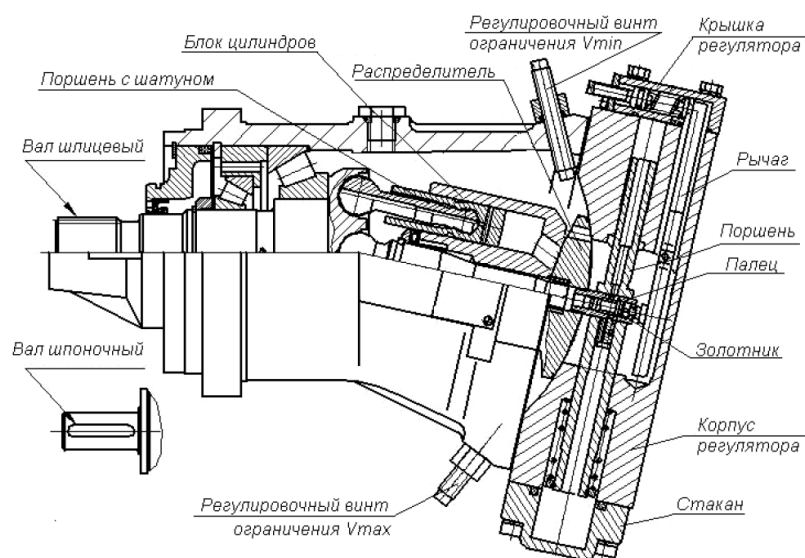


Рис. 3.4 Насос аксіально-поршневий негульований

Технічні характеристики насоса аксіально-поршневого регульованого

Робочий об'єм, см ³	- 11,6;
-Частота обертів, с ⁻¹ (об/хв):	
- мінімальна	- 6,7 (400);
- номінальна	- 40,0 (2400);
Тиск на вході, МПа	- 0,8;
Тиск на виході, МПа, номінальний	- 20;
- максимальне	- 35.
Номінальна споживана потужність, кВт	- 7.
Подача дм ³ /с (л/хв)	- 0,44 (26).
Коефіцієнт подачі	- 0,95.
ККД повний	- 0,90.
Маса (без робочої рідини), кг	— 9.

3.2 Розрахунок параметрів кінематичних параметрів приводу

Необхідна частота обертання гідронасоса

$$n = \frac{Q_m}{q},$$

де Q_m – подача, л/хв;

q – робочий об'єм насоса, 11 см³/об;

$$Q_m = \frac{Q_\phi}{\eta_o},$$

де Q_ϕ – фактична подача;

η_o – об'ємний ККД, 0,91.

$$n = \frac{Q_\phi}{q\eta_o}.$$

Для насоса Н1
$$n = \frac{10}{11 \cdot 10^{-3} \cdot 0,91} = 1000 \text{ об/хв.}$$

Для насоса Н2
$$n' = \frac{25}{11 \cdot 10^{-3} \cdot 0,91} = 2500 \text{ об/хв.}$$

Передаточне число привода насоса

$$u = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n},$$

$n_{\text{ДВ}}$ – номінальна частота обертання вала ДВЗ, 3600 об/хв.

Для насоса Н1
$$u = \frac{3600}{1000} = 3,6.$$

Для насоса Н2
$$u' = \frac{3600}{2500} = 1,44.$$

Пікова потужність насоса

$$N = P \frac{Q_m}{0,480},$$

де P – тиск при відповідній подачі, бар.

Для насоса Н1
$$N = 250 \frac{10}{0,480} = 5208 \text{ Вт.}$$

Для насоса Н2
$$N' = 160 \frac{25}{0,480} = 8333 \text{ Вт.}$$

З урахуванням того, що два насоси працюють з загальною потужністю 13541 Вт, що перевищує потужність двигуна 13250 Вт, але за умови, що насоси

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на повну потужність одночасно не працюють то працездатність приводу буде збережено.

Кутова швидкість швидкохідного вала редуктора

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

де n_1 – частота обертання швидкохідного вала (співпадає з частотой ДВЗ).

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 3600}{30} = 377 \text{ рад/с.}$$

Кутова швидкість на валах гідронасоса

Для насоса Н1
$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{377}{3,6} = 105 \text{ рад/с.}$$

Для насоса Н2
$$\omega'_2 = \frac{\omega_1}{u'_1} = \frac{377}{1,44} = 262 \text{ рад/с.}$$

Загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу

$$\eta = \eta_{зп}^2 \cdot \eta_{п}^3 = 0,96^2 \cdot 0,99^3 = 0,9, \quad (3.2)$$

де $\eta_{зп} = 0,96 \dots 0,98$ – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{п} = 0,99$ – ККД пари підшипників.

Обертальний момент на швидкохідному валу редуктора визначається за обертальним моментом на валу ДВЗ:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{13 \cdot 10^3}{377} = 34 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (3.8)$$

Обертальний момент на валу гідромотора визначається за формулою:

для насоса Н1
$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_{зп} = 34 \cdot 3,6 \cdot 0,96 = 118 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (3.9)$$

для насоса Н2
$$T'_2 = T_1 \cdot u'_1 \cdot \eta_{зп} = 34 \cdot 1,44 \cdot 0,96 = 47 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

3.3 Проектування зубчастих передач редуктора

Розрахувати циліндричну косозубу передачу за такими вихідними даними:

- потужність $P_1 = 13 \text{ кВт}$ (при 3600 об/хв);
- обертальний момент на швидкохідному валу редуктора $T_1 = 34 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- обертальний момент на тихохідному валу редуктора

для Н1 $T_2 = 118 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

для Н2 $T'_2 = 47 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

- передаточне відношення $u_1 = 3,6$, $u'_1 = 1,44$;

- кутова швидкість на вихідному валу редуктора

для Н1 $\omega_2 = 105 \text{ рад/с}$;

для Н2 $\omega'_2 = 262 \text{ рад/с}$;

- кутова швидкість на вхідному валу редуктора $\omega_1 = 377 \text{ рад/с}$.

Для виготовлення колеса та шестерні приймаємо сталь 40ХН та варіанти термообробки:

- для колеса – покращення, HB 269...302, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$;

- для шестерні – покращення та гартування токами високої частоти (ТВЧ), HRC 48...53, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$.

Кількість циклів зміни напружень:

- для колеса Н1

$$N_2 = 573 \omega_2 L_h = 573 \cdot 105 \cdot 2000 = 120 \cdot 10^6; \quad (3.15)$$

- для колеса Н2

$$N'_2 = 573 \omega'_2 L_h = 573 \cdot 262 \cdot 2000 = 300 \cdot 10^6;$$

- для шестерні

$$N_1 = N_2 u_1 = N'_2 u'_1 = 86 \cdot 10^6 \cdot 3,6 = 310 \cdot 10^6. \quad (3.16)$$

Кількість циклів зміни напружень, яка відповідає межі контактної витривалості, визначаємо за графіком:

- для колеса $HB_{cp} = 0,5 \cdot (269 + 302) = 285$; $N_{H02} = 20 \cdot 10^6$;

- для шестерні $HRC_{cp} = 0,5 \cdot (48 + 53) = 50,5$; $N_{H01} = 100 \cdot 10^6$.

Коефіцієнти довговічності:

- для колеса

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_2}} = \sqrt[6]{\frac{20 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6}} = 0,7; \quad (3.17)$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_2}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6}} = 0,5 < 1 \text{ (приймаємо } K_{FL2} = 1); \quad (3.18)$$

- для шестерні

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_1}} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{310 \cdot 10^6}} = 0,7, \quad (3.19)$$

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_1}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{310 \cdot 10^6}} = 0,6 < 1. \quad (3.20)$$

Приймаємо $K_{FL2} = K_{FL1} = K_{HL2} = K_{HL1} = 1$. Приймаємо $K_{FL1} = 1$

Допустимі контактні напруження та напруження згинання, які відповідають кількості циклів N_{H0} та $4 \cdot 10^6$:

- для колеса

$$[\sigma_{H0}]_2 = 1,8HB_{cp} + 67 = 1,8 \cdot 285 + 67 = 580 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F0}]_2 = 1,03HB_{cp} = 1,03 \cdot 285 = 293 \text{ МПа};$$

- для шестерні

$$[\sigma_{H0}]_1 = 14HRC_{cp} + 170 = 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F0}]_1 = 370 \text{ МПа}.$$

Допустимі контактні напруження та напруження згинання з урахуванням терміну роботи передачі:

- для колеса

$$[\sigma_H]_2 = K_{HL2} \cdot [\sigma_{H0}]_2 = 1 \cdot 580 = 580 \text{ МПа}, \quad (3.21)$$

$$[\sigma_F]_2 = K_{FL2} \cdot [\sigma_{F0}]_2 = 1 \cdot 293 = 293 \text{ МПа}, \quad (3.22)$$

- для шестерні

$$[\sigma_H]_1 = K_{HL1} \cdot [\sigma_{H0}]_1 = 1 \cdot 877 = 877 \text{ МПа}, \quad (3.23)$$

$$[\sigma_F]_1 = K_{FL1} \cdot [\sigma_{F0}]_1 = 1 \cdot 370 = 370 \text{ МПа}. \quad (3.24)$$

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середнє допустиме контактне напруження

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(877 + 580) = 656 \text{ МПа}, \quad (3.25)$$

$$1,23[\sigma_H]_2 = 1,23 \cdot 656 = 807 \text{ МПа} > [\sigma_H]. \quad (3.26)$$

Остаточно приймаємо:

$$[\sigma_H] = 656 \cdot 10^6 \text{ Па}; [\sigma_F]_1 = 370 \cdot 10^6 \text{ Па}; [\sigma_F]_2 = 293 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Для визначення міжосьової відстані передачі приймаємо такі коефіцієнти.

Приймаємо $\psi_a = 0,4$.

$$\text{Коефіцієнт } \psi_d = 0,5\psi_a(u+1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (3,6+1) = 0,9.$$

Приймаємо коефіцієнт $K_{H\beta} = 1,17$.

Коефіцієнт $K_\alpha = 4950$ – для прямозубих передач; $K_\alpha = 4300$ – для косозубих і шевронних передач.

Приймаємо $K_\alpha = 4300$ як для косозубої передачі.

Міжосьова відстань передачі

для гідронасосу Н1

$$\begin{aligned} a_w &\geq K_\alpha(u+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2}{\psi_a u^2 [\sigma_H]^2}} = \\ &= 4300 \cdot (3,6+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,17 \cdot 118}{0,9 \cdot 3,6^2 \cdot (656 \cdot 10^6)^2}} = 0,06 \text{ м} \end{aligned} \quad (3.27)$$

Приймаємо $a_w = 120 \text{ мм}$, міжосьову відстань збільшуємо для можливості встановлення гідромотора.

для гідронасосу Н2

$$\begin{aligned} a'_w &\geq K_\alpha(u'_1+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T'_2}{\psi_a u'^2_1 [\sigma_H]^2}} = \\ &= 4300 \cdot (1,44+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,17 \cdot 47}{0,4 \cdot 1,44^2 \cdot (656 \cdot 10^6)^2}} = 0,056 \text{ м} \end{aligned} \quad (3.27)$$

Приймаємо $a_w = 62 \text{ мм}$.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Початкові розміри колеса передач:

- ділильний діаметр

$$\text{для Н1} \quad d_2 = 2a_w \frac{u_1}{u_1 + 1} = 2 \cdot 80 \cdot \frac{3,6}{3,6 + 1} = 125 \text{ мм}, \quad (3.28)$$

$$\text{для Н2} \quad d'_2 = 2a'_w \frac{u'_1}{u'_1 + 1} = 2 \cdot 60 \cdot \frac{1,44}{1,44 + 1} = 71 \text{ мм},$$

- ширина зубчастого вінця

$$b_2 = b'_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 80 = 32 \text{ мм}. \quad (3.29)$$

Приймаємо найближче стандартне значення $b_2 = 32 \text{ мм}$.

Модуль передач

$$m \geq \frac{2K_m T_2}{d_2 b_2 [\sigma_F]} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 118}{0,125 \cdot 0,032 \cdot 293 \cdot 10^6} = 0,001 \text{ м}, \quad (3.30)$$

де $K_m = 5,8$ – для косозубих передач; $K_m = 6,8$ – для прямозубих передач; $K_m = 5,2$ – для шевронних передач;

$[\sigma_F] = 293 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – менше з двох значень $[\sigma_F]_1$ та $[\sigma_F]_2$.

Приймаємо $m = 3 \text{ мм}$. візьми модуль 2,5 або 2 щоб $z_{\min} = 17$ зубів.

Мінімальний кут нахилу зубів коліс

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m}{b_2} = \arcsin \frac{4 \cdot 3}{32} = 11,5^\circ; \quad (3.31)$$

$$\cos \beta_{\min} = \cos 11,5^\circ = 0,98.$$

Сумарна кількість зубів коліс передачі

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} \cos \beta_{\min} = \frac{2 \cdot 80}{3} \cdot 0,98 = 52. \quad (3.32)$$

Округлюючи до цілого значення, приймаємо $z_\Sigma = 52$.

Дійсне значення кута нахилу зубів коліс

$$\beta = \arccos \frac{m z_\Sigma}{2a_w} = \arccos \frac{3 \cdot 52}{2 \cdot 80} = 11,5^\circ; \quad (3.33)$$

Мінімально необхідна кількість зубів коліс

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z_{\min} = 17 \cos^2 \beta = 17 \cdot 0,99^2 \approx 17. \quad (3.34)$$

Кількість зубів шестерні

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{52}{3,6+1} \approx 11 \leq z_{\min}. \quad (3.35)$$

Приймаємо $z_1=17$.

Кількість зубів колеса

для Н1
$$z_2 = z_1 \cdot u_1 = 17 \cdot 3,6 = 61. \quad (3.36)$$

для Н2
$$z'_2 = z_1 \cdot u'_1 = 17 \cdot 1,44 = 24.$$

Ділильні діаметри:

- шестерні

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 17}{0,98} = 52 \text{ мм.} \quad (3.39)$$

- колеса Н1

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 61}{0,98} = 187 \text{ мм.} \quad (3.40)$$

- колеса Н2

$$d'_2 = \frac{mz'_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 24}{0,98} = 73 \text{ мм.}$$

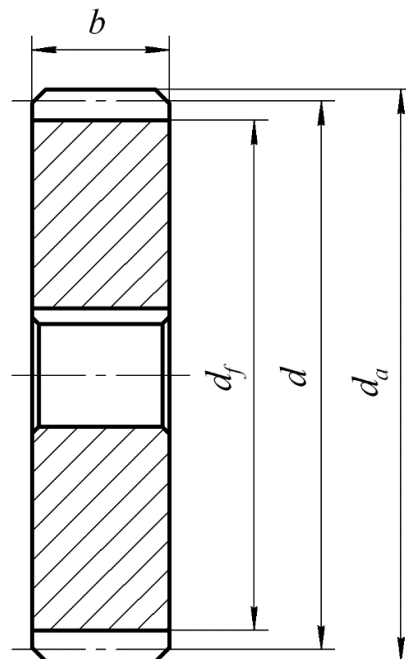


Рис. 3.4. Діаметри та ширина зубчастого колеса

Діаметри кіл вершин і западин

- шестерні

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 52 + 2 \cdot 3 = 58 \text{ мм}, \quad (3.41)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 52 - 2,5 \cdot 3 = 44,5 \text{ мм}, \quad (3.42)$$

- колеса Н1

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 187 + 2 \cdot 3 = 193 \text{ мм}, \quad (3.43)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 187 - 2,5 \cdot 3 = 180 \text{ мм}, \quad (3.44)$$

- колеса Н2

$$d'_{a2} = d'_2 + 2m = 73 + 2 \cdot 3 = 79 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 73 - 2,5 \cdot 3 = 65,5 \text{ мм}.$$

Окружна сила в зубчастому зачепленні

для Н1
$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 118}{0,187} = 188 \text{ Н}. \quad (3.49)$$

для Н1
$$F_t = \frac{2T'_2}{d'_2} = \frac{2 \cdot 47}{0,73} = 189 \text{ Н}.$$

Радіальна сила в зубчастому зачепленні

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 188 \cdot \frac{0,364}{0,98} = 70 \text{ Н}, \quad (3.50)$$

де $\alpha = 20^\circ$ ($\operatorname{tg} \alpha = 0,364$) – кут профілю зуба.

Осьова сила в зубчастому зачепленні

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 188 \cdot 0,14 = 26 \text{ Н}. \quad (3.51)$$

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

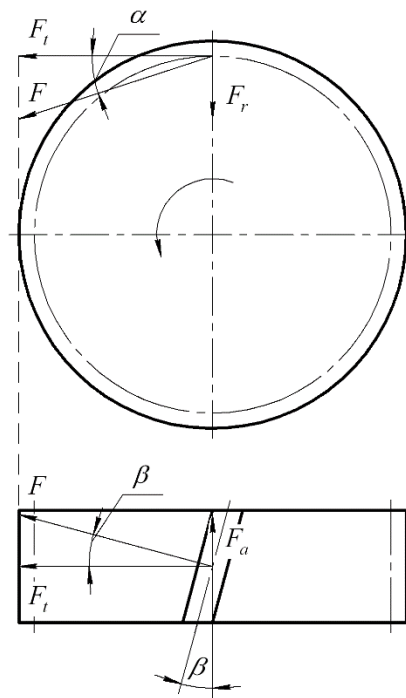


Рис. 3.5 Сили, що діють у зачепленні

Для перевірки міцності зубів коліс за напруженнями згинання уточнюємо значення коефіцієнта ψ_d :

$$\psi_d = \frac{b_2}{d_1} = \frac{0,032}{0,052} = 0,7. \quad (3.52)$$

Окружна швидкість колеса

$$v_2 = 0,5\omega_2 d_2 = 0,5 \cdot 251 \cdot 0,122 = 15 \text{ м/с}. \quad (3.53)$$

За величиною v_2 з використанням табл. 2.4 визначаємо ступінь точності передачі – 9, тому коефіцієнт $K_{F\alpha} = 1,00$:

Коефіцієнт

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{11,5^\circ}{140} = 0,9. \quad (3.54)$$

Із табл. 2.5 за параметрами колеса коефіцієнт $K_{F\beta} = 1,25$.

Коефіцієнт $K_{FV} = 1,2$ (оскільки твердість поверхні зубів косозубого колеса HB 269...302, що менше HB 350):

Коефіцієнт форми зуба Y_F

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для колеса $Y_{F2} = 3,61$;

- для шестерні $Y_{F1} = 4,15$.

Розрахункове напруження згинання зубів колеса

$$\sigma_{F2} = K_{F\alpha} Y_{F\beta} K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2} \frac{F_t}{mb_2} = \quad (3.55)$$

$$= 1 \cdot 0,9 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 3,61 \cdot \frac{188}{0,003 \cdot 0,034} = 52 \cdot 10^6 \text{ Па} = 52 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2.$$

Розрахункове напруження згинання зубів шестерні

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 52 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,15}{3,61} = 60 \cdot 10^6 \text{ Па} = 60 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1. \quad (3.56)$$

Отже, міцність зубів коліс на згинання забезпечена.

Для перевірки міцності зубів коліс за контактними напруженнями встановлюємо значення таких коефіцієнтів:

- $K_{H\alpha} = 1,1$ (для прямозубих передач $K_{H\alpha} = 1$; для косозубих і шевронних – $K_{H\alpha} = 1,1$);

- $K_{H\beta} = 1,12$ (див. табл. 2.3);

- $K_{HV} = 1,05$.

Розрахункове контактне напруження в зубчастому зачепленні

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^6 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \frac{u \pm 1}{u} \frac{F_t}{d_1 b_2}} = \quad (3.57)$$

$$= 376 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{1,1 \cdot 1,12 \cdot 1,05 \cdot \frac{3,6+1}{3,6} \cdot \frac{426}{0,053 \cdot 0,034}} =$$

$$= 204 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma_H] = 780 \text{ МПа}$$

Отже, контактна міцність зубів коліс забезпечена.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Розрахунки ділянок шестерні та зубчастих колес

Розрахунок швидкохідного вала-шестерні рис. 3.6. [26].

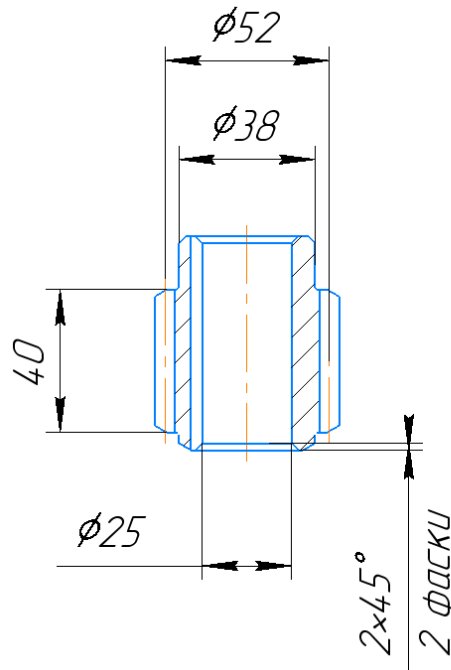


Рис. 3.6 Схема швидкохідної шестерні

Перевірка міцності за такою умовою:

$$\tau_{кр} = \frac{T_1}{W_p} \leq [\tau_{кр}], \quad (3.58)$$

де $[\tau_{кр}]$ – розрахункове та допустиме напруження кручення, 20 МПа;

T_1 – обертальний момент на швидкохідному валу редуктора;

W_p – полярний момент опору поперечного перерізу хвостовика.

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi 38^3}{16} = 6430 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_{кр} = \frac{38}{6430} = 18 \text{ МПа} \leq 20 \text{ МПа}.$$

Довжина хвостовика

$$l_1 = 10 \text{ мм}.$$

Розрахунок тихохідної шестерні для Н1.

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

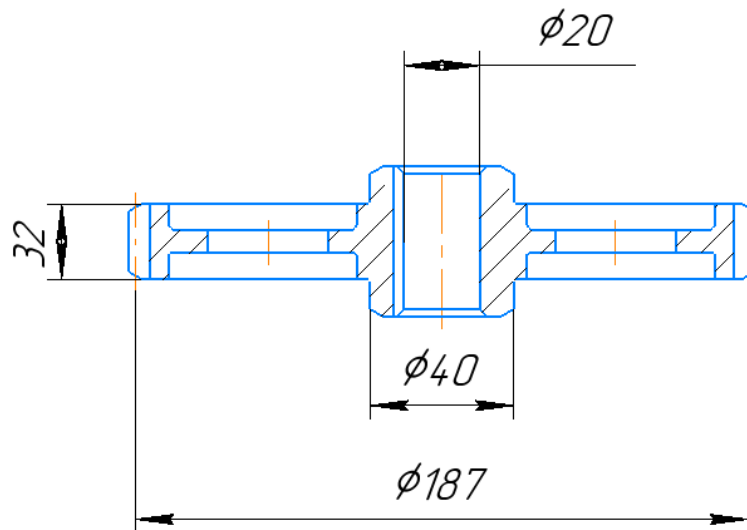


Рис. 3.7. Схема тихохідного вала

Діаметр у місці встановлення підшипника

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 118}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,035 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_1=40\text{мм.}$

Розрахунок тихохідного вала для Н1.

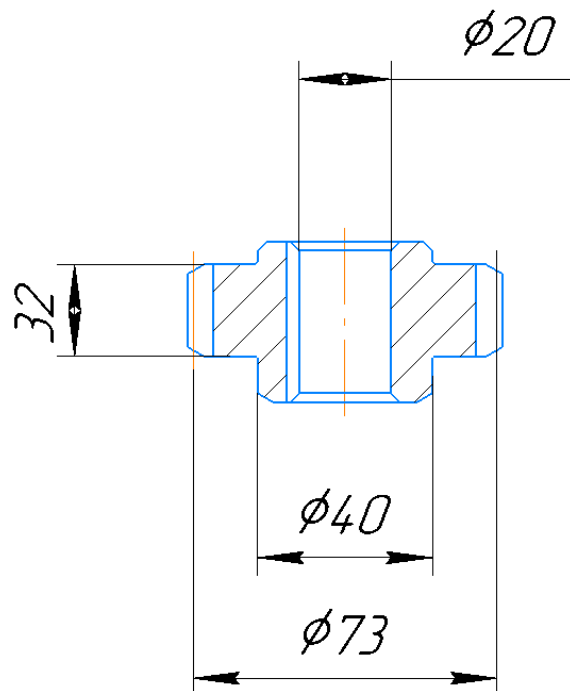


Рис. 3.7. Схема тихохідного зубчатого колеса Н₂

Діаметр у місці встановлення підшипника

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 65,3}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,036 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_1 = 40 \text{ мм}$.

3.4 Перевірка підшипників редуктора

Тихохідний вал Н1.

Приймаємо підшипник №7308. Діаметр $D = 80 \text{ мм}$, внутрішній діаметр $d = 40 \text{ мм}$, ширина $B = 19,75 \text{ мм}$, динамічна і статична вантажопідйомність підшипника $C_0 = 41.5$ і $C = 71.5 \text{ кН}$.

Загальна реакція на опорах.

$$R_1 = R_2 = \frac{\sqrt{F_t^2 + F_r^2}}{2} = \frac{\sqrt{188^2 + 70^2}}{2} = 100 \text{ Н.}$$

Для двох зубчатих коліс однаковий.

$$\text{Відношення для опори 1 та 2 } \frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{R_{1x}}{V \cdot R_1} = \frac{0}{100} = 0 < e = 0,19$$

при $e = 0,19$, $V = 1$. Приймаємо $Y = 0$, $X = 1$.

Еквівалентна динамічне навантаження для опори 1 та 2:

$$R_{E1} = (V \cdot X \cdot R_1 + Y R_{1x}) K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 100 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,25 = 125 \text{ Н.}$$

де $K_\sigma = 1,25$ – коефіцієнт безпеки, по табл. 6.3 [1 с.85]; $K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт, по табл. 6.4 [1 с.85].

Вантажопідйомність, кН.

$$C_{mp} = R_E \sqrt[3]{\frac{573 \cdot \omega_1 \cdot L_{10h}}{10^6}}.$$

$$C_{mp1} = C_{mp2} = 0,125 \cdot 3 \sqrt[3]{\frac{573 \cdot 377 \cdot 5000}{10^6}} = 1,3 \text{ кН};$$

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $p = 3$ – для роликових підшипників; L_{10h} –довговічність приводу, 5000 ч.

Так як $C_{mp} < C_0$, то підшипник нам підходить.

3.5 Розрахунок елементів корпусу редуктора

Товщина стінки корпусу: $\delta = 0,025a_w + 3 = 0,025 \times 100 + 3 = 5,5$ мм.

Приймаємо $\delta = 6$ мм.

Товщина стінки кришки редуктора: $\delta_1 = \delta - 1 = 6 - 1 = 5$ мм.

Кількість фундаментних болтів приймаємо 6 штук.

Діаметр фундаментних болтів приймаю: $d_\phi = 12$

Приймаємо діаметр фундаментних болтів М12.

Діаметр стяжних болтів редуктора: $d_1 = 0.75d_\phi = 0.74 \cdot 12 = 9$.

Приймаємо діаметр болтів М10.

Діаметр болтів, що з'єднуються фланці корпусу і кришки приймаємо рівним діаметру стяжних болтів $d_1 = 10$.

– Винт М 10х1,75х75.36– 6 шт.;

– Винт М 10х1,75х100.36– 70 – 2 шт.;

– Шайба пружинна 10Н65Г 0 – 8 шт.

Для швидкохідного валу Ø20 мм приймаємо шпонку призматичну шириною 7 мм, висотою 6 мм і довжиною 20 мм.

Шпонка 10х8х50.

Для тихохідного вала (Ø30 і Ø50 мм) використовуємо шпонки для черв'ячного колеса і маточини зірочки.

Приймаємо шпонку призматичну:

- шпонка 16х10х80,

- шпонка 22х14х80 78 - для колеса.

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зливу мастильного матеріалу використовуємо пробку з
циліндричним внутрішнім шестигранником.

					ДІТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
<u>Зм.</u>	<u>Арк.</u>	<u>№ докум.</u>	<u>Підпис</u>	<u>Дата</u>		

4 ВИБІР РОБОЧОЇ РІДИНИ ТА ГІДРОБАКА

Робоча рідина повинна мати температуру застигання на 15...20⁰С нижче мінімальної температури навколишнього середовища, в якій експлуатується гідропривід.

В гідроприводах зазвичай використовують мінеральні масла різних марок. Рекомендована в'язкість робочої рідини залежить від тиску в гідросистемі. При робочому тиску в гідроприводі менш 10 МПа зазвичай використовують масла з в'язкістю $\nu=20...40$ сСт при 500С, а при тиску від 10 до 20 МПа – масла з в'язкістю $\nu=40...60$ м²/с.10-6 при 500С. Для мінеральних масел температура 1200С є верхньою експлуатаційною межею.

Основними вихідними параметрами для вибору типу робочої рідини є: діапазон температур навколишнього середовища; максимально можлива температура робочої рідини в сталому режимі; тиск робочої рідини в гідроприводі; характеристика застосовуваних матеріалів; вартість робочої рідини.

Гідравлічні масла класифікують за в'язкістю та рівнем експлуатаційних властивостей. Вітчизняна класифікація гідравлічних масел за в'язкістю відповідає в'язкісній градації робочих рідин, прийнятій міжнародною організацією ISO. Згідно ISO гідравлічні масла поділяють на 18 класів. Кожному класу відповідає символ в'язкісної класифікації (VG) та число, яке позначає кінематичну в'язкість масла при температурі 500С з допуском 10%.

Асортимент робочих рідин на основі мінеральних масел, що виготовляють в Україні, включає в себе більше двадцяти найменувань.

Система позначення гідравлічних масел, прийнятих в країнах СНД, передбачає три групи символів: дві букви, цифра і буква. Перші дві букви вказують на склад і призначення, цифра означає кінематичну в'язкість при 50⁰С, а остання буква – це група з експлуатаційними властивостями.

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так наприклад МГ-46 В – масло мінеральне гідравлічне (МГ), цифра 46, що характеризує клас в'язкості, вказує на те, що це масло має кінематичну в'язкість 41,4...50,6 мм²/с при температурі 500С, за експлуатаційними властивостями відповідає групі В.

Масло ВМГЗ – всесезонне глибоко очищене на нафтовій основі. Застосовують як зимовий сорт для гідравлічних систем.

АУ – масло веретенне – добре очищений продукт з низькою температурою застигання. Масло забезпечує працездатність гідроприводів при температурах від –300С до +900С.

МГ-32-Вз готують на основі масла ВМГЗ з композицією присадок і призначене для об'ємного гідроприводу типів ГСТ-90 та ГСТ-112.

В деяких випадках для гідроприводів сільськогосподарської техніки можливе використання в якості робочої рідини моторних масел М8-В2, М10-Г2 ГОСТ 17479.3-85, в позначенні яких: М– масло моторне, цифра – в'язкість (в мм²/с) при 100⁰С, В та Г ступінь форсування двигуна відповідно середньо та сильно форсованих двигунів, індекс 2 вказує на тип двигуна (1– бензиновий, 2 – дизельний).

Приймаємо масло HL VG-46 гідравлічне масло якісної групи, що включає мінеральні масла з антиокислювальними та антикорозійними присадками з кінематичною в'язкістю при 50⁰С в інтервалі 41,4...50,6 мм²/с (VG-46).

Визначення об'єму бака робочої рідини

Бак в гідравлічній установці (рис. 4) виконує декілька функцій. Він використовується:

в якості приймальної та резервної ємкості;

для відводу тепла, що виділилось в результаті тертя;

для видалення повітря з рідини, збору вологи та забруднень;

в якості опори для вмонтованих або змонтованих на ньому конструктивних елементів гідросистеми.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В якості орієнтиру при виборі гідробака стаціонарного устаткування може слугувати об'єм рідини, що перекачує насос на протязі 3-5 хв. Додатково до цього об'єму необхідно передбачити місце для повітряної подушки розміром приблизно в 15%.

Враховуючи, що в гідравлічних системах для мобільних машин гідробак з міркувань економії місця і маси повинен бути менше, тому функції охолодження рідини перекладають на додаткові пристрої.

+Для надійної роботи гідросистеми значну роль відіграє форма гідробака так високий бак сприяє більшому тепловідведенню, а широкий – повітровідокремленню. Всмоктуюча та зливна гідролінія повинні бути розташовані як можна далі один від одного і дещо нижче мінімального можливого рівня рідини. Напрямна пластина та заспокійлива перегородка повинні розділяти камеру всмоктування та зливну камеру. Крім того, наявність прямої пластини і заспокійливої перегородки в гідробаці дозволяє забезпечити достатній час витримки рідини, і тим самим ефективно відокремити забруднення, вологу та повітря. В корпусі бака встановлено зливну пробку для зливу рідини під час її заміни. Для цього дно бака нахилено до горизонту під кутом 5...100 в бік зливної пробки. Для вирівнювання коливань тиску через зміну рівня робочої рідини передбачена можливість вентиляції бака і видалення з нього повітря. З цією метою в кришки встановлено сапун з повітряним фільтром.

Все більше розповсюдження набувають закриті гідросистеми в яких гідробак виконано у вигляді зварного циліндру, в середині якого розміщено балон (мішок), що заповнений азотом під тиском 0,2 МПа. Надлишковий тиск сприяє кращому заповненню робочих камер насоса і разом з цим перешкоджає виникненню кавітації у всмоктуючій гідролінії. Використання подібних баків викликає менше проблем, пов'язаних з захопленням повітря та вологи.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

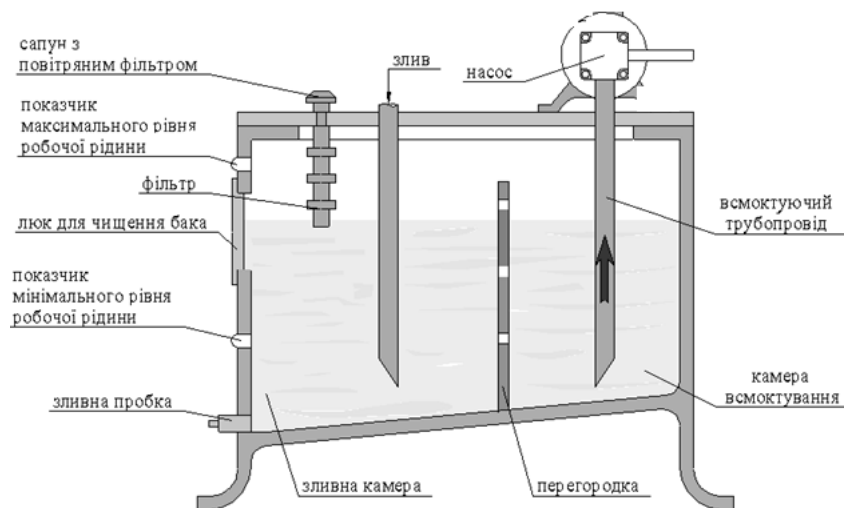


Рис. 4.1 Будова гідробаку

Об'єм бака вибирають конструктивно в залежності від призначення і режиму роботи гідроприводу.

Практикою визначені рекомендації вибору об'єму в залежності від призначення машини і її температурного режиму.

Для орієнтованого розрахунку можна прийняти об'єм бака $W = 2Q_n$, де Q_n – подача насоса, л/хв. Приймаємо 70 л.

					ДІПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

В роботі обґрунтовано вибрану схему приводу пари аксіальних насосів, гідростанції для приводу робочих органів ґрунтопроколюючих машин, або їх використовують в якості мобільно джерела енергії для інших механізмів.

Використання зубчатого редуктора з однією швидкохідною та двома тихохідними валами дає можливість зменшити габарити та масу приводу, одночасного або одиночного в використання насосів, або ж дозволяє підключити два різні споживачі.

Основна перевага даного редуктора це симетричне розташування зубчатих коліс навколо привідної шестерні, що зменшує навантаження на привідний вал та корпус редуктора.

Також в розрахунку були прораховані та прийняті елементи корпусних деталей, змащування редуктора, та прораховано і підібрано гідробакк для живлення гідростанції.

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
<u>Зм.</u>	<u>Арк.</u>	<u>№ докум.</u>	<u>Підпис</u>	<u>Дата</u>		

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Лысиков Б.А. Подземная инфраструктура городов (опыт зарубежного строительства). Монография. / Б.А. Лысиков, Л.Л. Кауфман. – Донецк: Норд-Пресс, 2004. – 204 с.
2. Машины для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций / С.В. Кравец, Н.Д. Каслин, В.К. Руднев, В.Н. Супонев. – Х.: ООО «Фавор», 2008. – 256 с.
3. Машины для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций / С.В. Кравец, Н.Д. Каслин, В.К. Руднев, В.Н. Супонев. – Харьков: ООО «Фавор», 2008. – 256 с.
4. Бестраншейное оборудование ТМ “NOVA TEC”, [Текст] / В - Режим доступу: https://novatec.ua/wp-content/uploads/2016/09/buklet_trenchless_equipment.pdf. Перевірено: 14.12.2020.
5. Машина для проходки скважин диаметром до 400 мм и забивание труб / К.С. Гурков, В.В. Клиماشко, В.В. Мухаев [и др.] // Механизация строительства. – 1977. – №7. – С. 20 – 21.
6. Лис В. Объективные факторы, сдерживающие внедрение метода уплотнения грунта раскатыванием / В. Лис, Ю. Е. Пономаренко, М. Лис // Строительные и дорожные машины. - 2011. – №1. – С. 20 – 24.
7. Бобылев Л. М. Новинки техники для бестраншейной прокладки и ремонта коммуникаций / Л.М. Бобылев, А.Л. Бобылев // Механизация строительства. - 1993. – №1. – С. 28 – 32.
8. Васильев С. Г. Подземное строительство неглубокого заложения / С. Г. Васильев. – Львов.: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1980.- 144 с.
9. Бестраншейные технологии прокладки подземных коммуникаций (начало) / Строительные и дорожные машины. – 2010. – №2. –стр.8-13

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Бестраншейные технологии прокладки подземных коммуникаций (окончание) / Строительные и дорожные машины. – 2010. – №3. – С. 13-18.

11. Горизонтальное бурение / Строительные и дорожные машины. – 2002. №4. – С. 13 – 14.

12. PERFORATOR Solutions for your requirements. <https://www.perforator.de/en/company/company-profile.html> Перевірено: 14.12.2020.

13. Фірма «Горизонталь», <https://horizontal.su/ustanovka-gorizontavno-shnekovogo-bureniya-ugb-4-02/> Перевірено: 14.12.2020.

14. HERRENKNECHT Company, Compact and Long Frame Machines. https://www.bohrtec.com/pdf/Kompakt_Maschinen_en_web.pdf Перевірено: 14.12.2020.

15. Скуратовский опытно-экспериментальный завод/ https://www.soeztula.ru/?post_type=product. Перевірено: 14.12.2020.

16. ООО «МЕМПЭКС» Бестраншейные технологии, http://mempex.by/uploads/documentation/katalog_ST-40_2016_RU.pdf. Перевірено: 14.12.2020.

17. Горизонтально направлено буріння. uk.wikipedia https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%93%D0%BE%D1%80%D0%B8%D0%B7%D0%BE%D0%BD%D1%82%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%BE_%D0%BD%D0%B0%D0%BF%D1%80%D0%B0%D0%B2%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%B5_%D0%B1%D1%83%D1%80%D1%96%D0%BD%D0%BD%D1%8F. Перевірено: 14.12.2020.

18. ПП "Комплект-Спецсервіс" ЛОКАЦІЙНІ СИСТЕМИ <https://gnb.com.ua/ua/g6430958-lokatsijni-sistemi> Перевірено: 14.12.2020.

19. Расчёт усилия прокола /Н.И. Прохоров [и др.]. // Известия ТулГУ. Сер. Геомеханика. Механика подземных сооружений, 2003. Вып.1. С. 228-233.

20. Ленченко В.В. Силовые параметры процесса внедрения головного снаряда при статическом проколе / Ленченко В.В., Меньшенина Е.А.,

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Меньшенин С.Е. // МГГУ, Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: №11, 2011. – С. 201-2013.

21. Патент на корисну модель UA 92260 U, МПК E02F 5/18 (2006.01). Спосіб розширення горизонтальної свердловини / Пенчук В.О., Супонев В.М., Белицький Д.Г., Олексин В.І., Вівчар С.М.. - Опубл. 18.08.2014. - Бюл. № 15. - С. 6.

22. Супонев В.М. Наукові основи робочих процесів створення горизонтальних порожнин статичним задавлюванням робочого обладнання в ґрунт. Подъемно-транспортная техника. 2018. № 3 (59). С. 34-46.

23. Григорьев А.С. Обоснование и выбор параметров продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций: дис. к.т.н.: 05.05.06 / Григорьев Александр Сергеевич. – М., 2005. – 112 с.

24. Гусев И.В., Чубаров Ф.Л. Применение управляемого прокола грунта при бестраншейной прокладке труб / Потенциал современной науки №2, 2014. - с. 30-33.

25. . <https://ukrpatent.org/uk>

					ДПТ. 63 0000. 221. ДРПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		