

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії транспорту та архітектури
Кафедра технології машинобудування

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти магістра

Проектування сферичного кривошипно-повзунного механізму

Назва теми

з обґрунтуванням його параметрів

Рівень вищої освіти другий (магістрський)

Галузь знань 13 механічна інженерія

Шифр і назва галузі знань

Спеціальність 131 прикладна механіка

Шифр і назва спеціальності

Назва

Освітня програма «технології машинобудування»

Назва

Шифр ДРМ.ФІТА.ПМ.25.00.00.00.00.ПЗ

Виконав студент 2 курсу група ПМТм-24-1

Шифр


Підпис

Михайло МЕЛЬНИК

Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник канд. техн. наук

Науковий ступінь, звання


Підпис

Сава КОСТЮК

Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Нормоконтролер канд. техн. наук, доцент


Підпис

Сергій БИСЬ

Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

До захисту допускаю:

Завідувач кафедри

технології машинобудування

Назва


Підпис

Віталій ТКАЧУК

Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Дата «24» 12 2025

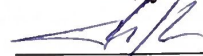
Хмельницький 20 25

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії транспорту та архітектури
Кафедра технології машинобудування
Рівень вищої освіти другий (магістрський)
Галузь знань 13 механічна інженерія
Шифр і назва
Спеціальність 131 прикладна механіка
Шифр і назва
Освітня програма «технології машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТМ

 Віталій ТКАЧУК

2 . 09 .202

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ**

Мельнику Михайлу Віталійовичу

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1 Тема дипломної роботи Проектування сферичного кривошипно-повзунного механізму з обґрунтуванням його параметрів

керівник роботи Костюк Сава Андрійович, канд.техн. наук
Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, учене звання

Затверджено наказом ректора університету від 25 серпня 2025 р. № 65

2 Строк подання студентом роботи на кафедру 10 грудня 2025

3 Вихідні дані до проекту (роботи) кресленник кривошипно-повзунного механізму та технічні вимоги до його проектування, обсяг випуску 300 шт

4 Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

- Вступ
1. Загальний розділ
 2. Проектувальний розділ
 3. Технологічний розділ
 4. Практичне застосування
 5. Охорона праці


5 Перелік графічного матеріалу: Графоаналітика (1 лист А0); Кресленник кривошипно-повзунного механізму (2 лист А1); Схеми складання (1 лист А2); Розрахунок кривошипно-повзунного механізму (1 лист А1); Програма автоматизованого розрахунку (2 лист А1) Результати САЕ аналізу (2 лист А1); Кресленник компресора (1 лист А1);

6 Консультанти розділів дипломного проекту (роботи)


Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7 Дата видачі завдання 1.09.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1 Загальний розділ	01.10.2025	
2 Проектувальний розділ	01.11.2025	
3 Технолонічний розділ	19.12.2025	
4 Практичне застосування	08.11.2023	
5 Охорона праці	12.11.2025	

Студент


Підпис

Михайло МЕЛЬНИК
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник проекту (роботи)


Підпис

Сава КОСТЮК
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

РЕЦЕНЗІЯ

на дипломний проект студента Мельника М.В.

Тема проекту: Проектування сферичного кривошипно-повзунного механізму з обґрунтуванням його параметрів.

Тема дипломного проекту, та його зміст відповідають обраній спеціальності. Дипломний проект містить необхідні розділи, розрахунки та креслення відповідно до завдання.

У дипломному проекті студентом було розроблено та досліджено механізм для перетворення руху.

Проаналізовано конструкцію механізму та технічні умови на виготовлення основних деталей. Було проведено кінематичне дослідження механізму та виявлено особливості його роботи. У проектному розділі було розраховано усі деталі на міцність. Також було виконане дослідження у SolidWorks Simulation методом кінцевих елементів у трьох положеннях механізму в результаті якого було доведено правильність розрахунку усіх деталей. У розділі практичного застосування механізму було розроблено приклад розрахунку компресорної установки та спроектовано її у 3Д. У розділі охорона праці було проаналізовано вимоги до техніки безпеки при роботі з механізмом.


Всі конструкторські рішення підкріплені розрахунками і заслуговують відмінної оцінки.

Графічна частина виконана у відповідності з вимогами ЕСКД та ДСТУ, розділи розрахунково-пояснювальної записки оформлені з виконанням основних вимог ЕСКД та ДСТУ на досить високому рівні.

Все це свідчить про досить високий рівень знань у сферах проектування.

Вагомих недоліків в дипломному проекті не виявлено.

Дипломний проект, виконаний згідно завдання, у повному обсязі та на достатньому технічному рівні і заслуговує оцінки «Відмінно».

Рецензент: Ф.Т.Н., доц.кадр. ІМА А.Мартинюк 

«22» «12» 2025 р.

Завідувачу кафедри ТМ
Ткачу Віталію Павловичу

здобувача вищої освіти (студента
ПІБ, факультет, «курс», «група»)

Мальчик М.В. Фітє 2 курс гр. ПМТМ-
24-1

ЗАЯВА

З правилами чинного Положення про систему забезпечення академічної доброчесності в Хмельницькому національному університеті, згідно з яким виявлення академічного плагіату є підставою для відмови в допуску кваліфікаційної роботи до захисту і застосування заходів дисциплінарної та академічної відповідальності, ознайомлений (а). Про використання програмно-технічних засобів для перевірки кваліфікаційних робіт здобувачів вищої освіти на академічний плагіат оповіщений (а) та надаю свою згоду на обробку й збереження університетом моєї роботи в інституційному репозитарії університету.

Також надаю університету право на передачу моєї роботи для обробки та збереження в базах даних програмно-технічних засобів (StrikePlagiarism та/або Anti-Plagiarism) і використання роботи для виявлення академічного плагіату в інших роботах, які перевіряються програмно-технічними засобами та користувачами, що мають доступ до цих програмно-технічних засобів, виключно в обмежених цілях для виявлення плагіату в текстах робіт.

Робота надається для перевірки в електронному варіанті. Електронна версія моєї роботи збігається (ідентична) з друкованою.

24.12.2025

дата

МВ
підпис

РІШЕННЯ ЕКСПЕРТНОЇ КОМІСІЇ КАФЕДРИ Технології машинобудування
 ПРО ДОПУСК КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ ДО ЗАХИСТУ

Назва кваліфікаційної роботи „Проєктування середнього криволінійно-повзу-
 Автор Мельник М.В. ного механізму з біжуритовим сірим шаром
 Освітня програма Технології машинобудування
 Рівень вищої освіти Магістр
 Спеціальність 131 Прикладна механіка
 Науковий керівник: Костюк С.А.

На основі аналізу кваліфікаційної роботи на дотримання вимог академічної доброчесності (у т.ч. відсутності ознак академічного плагіату) з урахуванням результатів перевірки роботи спеціалізованим програмним засобом(ами) комісія зробила такий висновок:

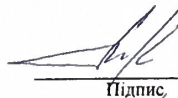
№	Висновок	Позначка про відповідність
1	Ознаки академічного плагіату	
1.1	Запозичення, виявлені в роботі, є законними і не є академічним плагіатом (далі – зазначаються підстави віднесення запозичень до правомірних, якщо потрібно). Робота приймається до захисту.	+
1.2	Виявлені запозичення не є академічним плагіатом, розміщені в розділах, які не описують безпосередньо авторське дослідження, але кількість цитат перевищує обсяг, виправданий поставленою метою роботи (далі – зазначаються детальні та аргументовані підстави віднесення запозичень до правомірних). Робота приймається до захисту, але має бути відкоригована.	
1.3	Виявлені запозичення не є академічним плагіатом, але частково розміщені в розділах, які описують безпосередньо авторське дослідження, а кількість цитат перевищує обсяг, виправданий поставленою метою роботи. Робота може бути допущена до захисту після того як буде відкоригована та доопрацьована і успішно пройде повторну перевірку на академічний плагіат.	
1.4	Робота містить навмисні текстові спотворення, передбачувані спроби укриття текстових запозичень або інші прояви академічного плагіату. Робота містить фабрикацію або фальсифікацію даних. Робота не допускається до захисту.	
2	Інші види порушень академічної доброчесності	

Підтвердження:

...2%.....

Дата

Завідувач кафедри


 Підпис

Віталій ТКАЧУК
 Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Гарант освітньої програми


 Підпис

Віталій ТКАЧУК
 Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник кваліфікаційної роботи


 Підпис

Сова Костюк
 Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

АНОТАЦІЯ

Тема роботи: Проектування сферичного кривошипно-повзунного механізму з обґрунтуванням його параметрів

Основним завданням дипломного проєкту було дослідження та розробка конструкції сферичного кривошипно-повзунного механізму, а також визначення його кінематичних параметрів у різних режимах роботи. Такий механізм має перспективне застосування у компресорних установках та інших технічних системах, де важливими є компактність, надійність та можливість роботи при високих навантаженнях.

У процесі виконання роботи було проведено повний кінематичний аналіз із використанням сучасного програмного забезпечення SolidWorks Motion. Це дало змогу отримати точні дані про переміщення, швидкості та прискорення окремих ланок механізму, а також оцінити його працездатність у різних конфігураціях

Було представлено два варіанти конструктивного виконання механізму, адаптовані під різні силові та динамічні умови роботи. Розроблено методику розрахунку всіх елементів механізму з урахуванням можливих конфігурацій та варіацій його побудови. На основі цієї методики спроектовано компресорну установку, для якої виконано повний комплекс розрахунків із метою визначення оптимальних характеристик сферичного кривошипно-повзунного механізму. Проведено порівняльний аналіз із компресорними системами, що базуються на традиційному колінчастому валі, що дозволило виявити переваги запропонованої конструкції.

Автор роботи: Михайло МЕЛЬНИК

2025 р.

/Підпис/ Дата

ABSTRACT

Topic of work: Design of a spherical crank-slider mechanism with justification of its parameters

The main task of the diploma project was to study and develop the design of a spherical crank-sliding mechanism, as well as to determine its kinematic parameters in different operating modes. Such a mechanism has promising applications in compressor units and other technical systems, where compactness, reliability and the ability to operate at high loads are important.

In the process of performing the work, a full kinematic analysis was carried out using modern SolidWorks Motion software. This made it possible to obtain accurate data on the movement, speed and acceleration of individual links of the mechanism, as well as to assess its performance in different configurations

Two variants of the structural design of the mechanism were presented, adapted to different power and dynamic operating conditions. A method for calculating all elements of the mechanism was developed, taking into account possible configurations and variations of its construction. Based on this method, a compressor unit was designed, for which a full set of calculations was performed in order to determine the optimal characteristics of the spherical crank-sliding mechanism. A comparative analysis was conducted with compressor systems based on a traditional crankshaft, which allowed us to identify the advantages of the proposed design.

Author of the work: Mykhailo MELNYK

2025 p.

/Signature/ Date

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	6
1.1 Стан питання та постановка задачі дипломного проектування.....	6
1.2 Підходи щодо прийняття конструкторсько-технологічних рішень	6
1.3 Аналіз подібних досліджень.....	7
1.4 Аналіз об'єкта дослідження.....	7
1.5 Структурний аналіз, дослідження геометрії та кінематики.....	8
2. ПРОЄКТУВАННЯ СФЕРИЧНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ	14
2.1 Аналіз і вибір оптимальної конструкції механізму.....	14
2.2 Проектування першої конструкції механізму.....	17
2.3 Розрахунок обертового вала	17
2.4 Підбір підшипника для кривошипа	19
2.5 Обрахунок повзуна.....	23
2.6 Розрахунок шипа	24
2.7 Підбір підшипника під шип.....	25
2.8 Розрахунок обойми.....	28
2.9 Розрахунок шліцевого з'єднання.....	29
2.10 Моделювання обойми	31
2.11 Моделювання кривошипа	32
2.12 Розрахунок шпонки.....	33
2.13 Розрахунок підшипників корпусу	33
2.14 Проектування частин другої конструкції механізму.....	35
2.15 Розрахунок напів-валу	36
2.16 Розрахунок важеля	40
2.17 Оцінка ККД.....	41
2.18 Результати досліджень у SolidWorks Simulation	42
2.19 Аналіз відмінностей конструкцій.....	45
2.20 Порівняння характеристик спроектованих варіантів	45

2.21 Огляд програми для автоматизованого проектування	47
3 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	49
3.1 Аналіз технологічних особливостей виготовлення ключових деталей	49
4 ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ПЕРЕТВОРЮВАЧА РУХУ	58
4.1 Практичні напрями використання конструкції	58
4.2 Інтеграція механізму у компресорну систему	58
ОХОРОНА ПРАЦІ	71
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	75

ВСТУП

Розвиток сучасного машинобудування потребує пошуку нових конструктивних рішень, здатних забезпечити підвищення ефективності, надійності та довговічності механізмів. Традиційні кінематичні схеми, що базуються на колінчастому валі, мають низку обмежень, пов'язаних із габаритами, складністю виготовлення та роботою при високих навантаженнях. У цьому контексті актуальним є дослідження альтернативних механізмів, серед яких особливе місце займає сферичний кривошипно-повзунний механізм.

Його використання відкриває нові можливості для створення компактних і високопродуктивних систем у різних галузях техніки — від енергетики та транспорту до спеціалізованих машин. Конструкція механізму дозволяє оптимізувати передачу руху, зменшити кількість деталей та забезпечити більш рівномірний розподіл навантажень, що робить його перспективним для широкого застосування.

Метою даного дипломного проєкту є дослідження кінематичних параметрів сферичного кривошипно-повзунного механізму та розробка методики його розрахунку. Для досягнення поставленої мети було використано програмне забезпечення SolidWorks Motion, що дозволило провести повний кінематичний аналіз, а також виконати моделювання та перевірку міцності деталей за допомогою FEM-аналізу.

У роботі розглянуто кілька варіантів конструктивного виконання механізму, розроблено методику розрахунку його елементів та здійснено порівняння з традиційними схемами. Отримані результати підтверджують перспективність застосування сферичного кривошипно-повзунного механізму та його переваги над класичними рішеннями, що відкриває можливості для його використання у різних напрямках машинобудування.

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Стан питання та постановка задачі дипломного проєктування

У межах даної дипломної роботи розглядається процес проєктування сферичного кривошипно-повзунного механізму (КПМ), який виконує функцію перетворення виду руху з урахуванням просторових кінематичних особливостей. У ході дослідження проводиться детальний аналіз роботи механізму, обґрунтування вибраної кінематичної схеми, розрахунок основних геометричних і силових параметрів, визначення навантажень на окремі ланки, а також підбір відповідних матеріалів та розроблення конструктивних елементів.

Особлива увага приділяється оцінці працездатності та надійності механізму, його технологічності, умовам змащування та захисту від зовнішніх впливів. У результаті виконання роботи формується повне технічне обґрунтування запропонованої конструкції, що дозволяє забезпечити ефективність і довговічність її функціонування в умовах реальної експлуатації.

1.2 Підходи щодо прийняття конструкторсько-технологічних рішень

Під час розроблення КПМ важливим етапом є обґрунтований вибір конструкторсько-технологічних рішень, які забезпечують необхідну міцність, надійність та економічність виготовлення деталей. Основним принципом є поєднання функціональних вимог механізму з можливостями сучасного виробництва.

При проєктуванні використовуються методи технічного аналізу, морфологічного підходу та оптимізації параметрів. Морфологічний аналіз дозволяє розглянути декілька варіантів конструкцій окремих елементів (кривошипа, шатуна, повзуна, напрямних тощо) та вибрати найбільш доцільний з точки зору технологічності й експлуатаційних характеристик.

Під час прийняття рішень враховувалися такі критерії: міцність і жорсткість деталей, маса рухомих елементів, зручність складання,

ремонтпридатність, а також вартість виготовлення. Для забезпечення точності руху та зменшення втрат на тертя обираються раціональні типи з'єднань і системи змащування. Матеріали деталей добираються з урахуванням навантаження, умов роботи та доступності у виробництві.

Таким чином, конструкторсько-технологічні рішення приймаються на основі аналізу функціонального призначення механізму, техніко-економічних показників і можливостей виготовлення, що дозволяє створити оптимальну, надійну та довговічну конструкцію.

1.3 Аналіз подібних досліджень

Історія розробки КПМ налічує понад два століття. Перші системи з'явилися ще у кінці XVIII століття: Дж. Пакард отримав патент на кривошипно-шатунний механізм у 1780 році, а Дж. Уатт у 1784 році реалізував парову машину з кривошипно-шатуним механізмом (КШМ). Відтоді численні винахідники різних країн намагалися вдосконалити механізм, усунути його недоліки та покращити робочі характеристики. Активні дослідження особливо велись у XX столітті і продовжуються нині.

КШМ відзначається простотою конструкції, технологічністю та надійністю, проте має ряд обмежень: неврівноваженість рухомих та обертових мас, поява «мертвих точок», великі габарити та неможливість точно відтворювати необхідний закон руху повзуна або поршня.

Сучасні розробки пропонують альтернативні конструкції перетворювача напрямного руху (ПНР) з кращими масо-габаритними характеристиками: механізми з плоскими або просторовими обертовими шайбами, механізми з хитною шайбою, конструкції типу «Жіродін», а також кривошипно-карданні механізми.

1.4 Аналіз об'єкта дослідження

У даному дипломному проєкті розглядається процес проєктування конструкції кривошипно-повзунного механізму, який виконує функцію

перетворення руху з обертового у обертово-коливальний або, за потреби, у зворотному напрямку – з обертово-коливального в обертовий. Такий тип механізмів широко застосовується у різноманітних галузях машинобудування, зокрема в приводах, компресорах, пресах та інших пристроях, де необхідно забезпечити плавну й надійну передачу руху між ланками системи.

Під час експлуатації передбачається, що механізм буде розміщений у герметичному корпусі, який забезпечує його повний захист від потрапляння пилу, вологи та агресивних речовин, що можуть спричинити корозію металевих елементів. Така конструктивна особливість сприятиме підвищенню довговічності вузлів, стабільності роботи та зниженню потреби у частому технічному обслуговуванні. Крім того, використання закритого корпусу дозволить зменшити рівень шуму під час роботи механізму та покращити його загальні експлуатаційні характеристики.

1.5 Структурний аналіз, дослідження геометрії та кінематики

Для наочного представлення будови та принципу дії механізму виконується його кінематична схема. На схемі зображають усі ланки, що входять до складу механізму, а також кінематичні пари, за допомогою яких ці ланки з'єднані між собою.

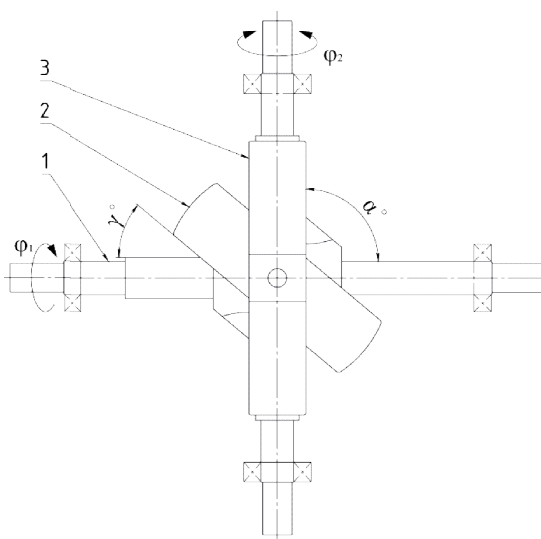


Рис. 1.1 – Кінематична схема КПМ

Структурна схема механізму складається з трьох основних ланок: кривошипа (поз. 1), повзуна (поз. 2) та обойми (поз. 3) між повзуном та обоймою ще є шайба. Кривошип закріплений у корпусі й здійснює обертальний рух, шайба з'єднує повзун та кривошип, обойма, яка коливається з'єднується з повзуном двома штирями які сприймаються з повзуном як одна ланка. Таке з'єднання забезпечує перетворення обертального руху ведучої ланки у зворотно-поступальний або коливальний рух веденої ланки.

Для перевірки правильності побудови кінематичної схеми та визначення кількості незалежних рухів виконується розрахунок ступеня рухомості механізму.

$$W = 3 \cdot (n - 1) - 2p_5 - p_4 [1, \text{с. 20}],$$

Де: n – кількість рухомих ланок;

p_5 – кількість кінематичних пар п'ятого класу;

p_4 – кількість кінематичних пар четвертого класу;

$$W = 3 \cdot (4 - 1) - 2 \cdot 3 - 2 = 1$$

Отже, КІМ має один ступінь рухомості, тобто рух усіх його ланок залежить лише від кута повороту кривошипа. Зміна цього кута визначає положення та рух усіх інших елементів механізму.

Дослідження кінематичних параметрів здійснюється з використанням модуля SolidWorks Motion. Для усвідомлення загальних показників та законів руху механізму будемо враховувати, що обертовий вал обертається зі швидкістю 60 об/хв. Спочатку проведемо дослідження при куті $\gamma = 45^\circ$.

Отримані результати дозволять визначити залежності між основними параметрами руху та оцінити вплив зміни кута на роботу механізму. Це стане базою для подальшого аналізу та оптимізації конструкції.

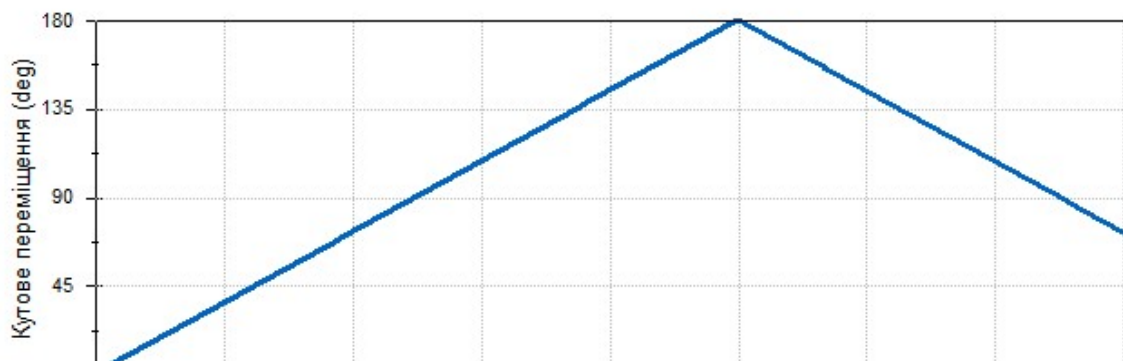


Рис. 1.2 – Графік кутового переміщення обертового валу

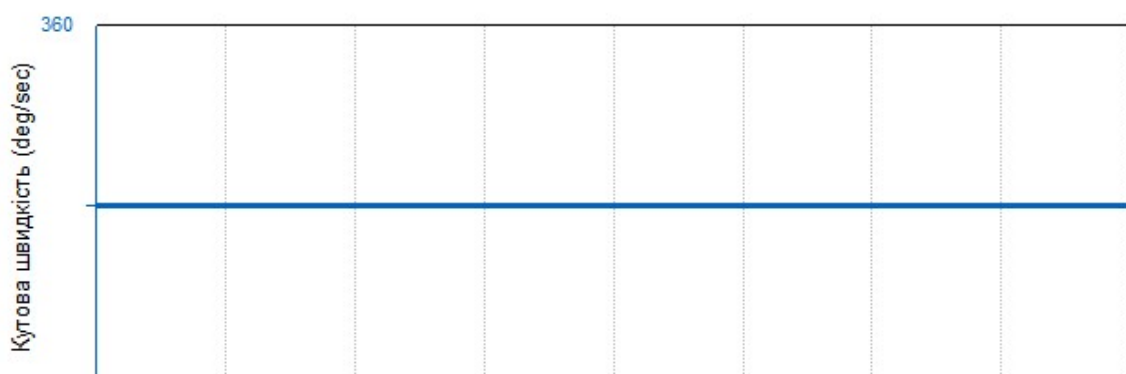


Рис. 1.3 – Графік кутової швидкості обертового валу

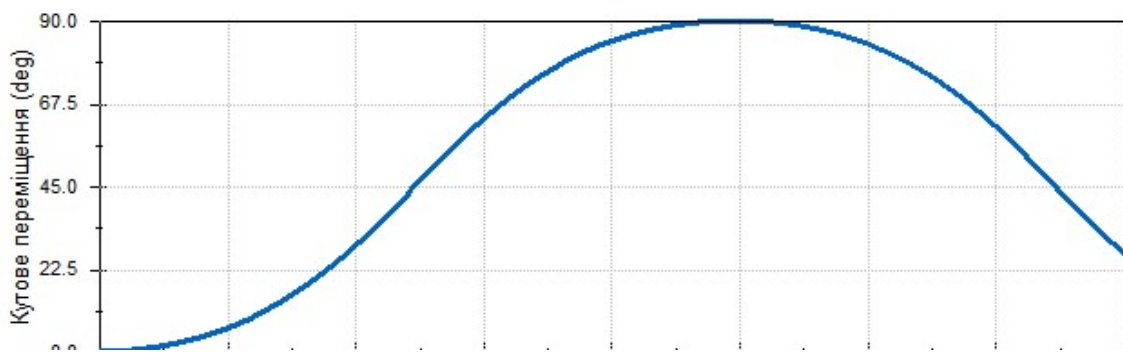


Рис. 1.4 – Графік кутового переміщення коливального валу $\gamma = 45^\circ$

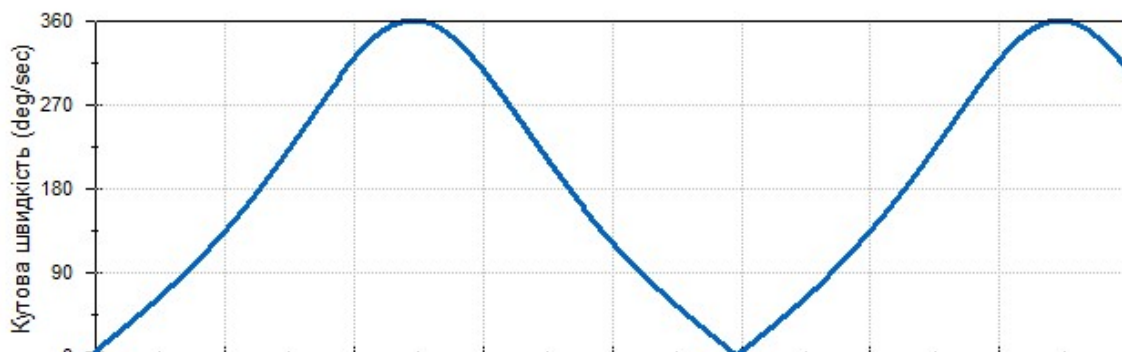


Рис. 1.5 – Графік кутової швидкості коливального валу $\gamma = 45^\circ$

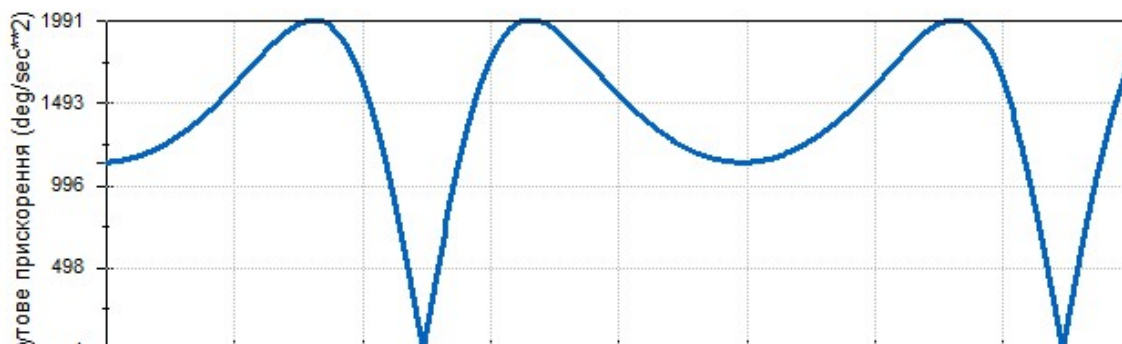


Рис. 1.6 – Графік кутового прискорення коливального валу $\gamma = 45^\circ$

На основі поданих графічних залежностей можна зробити висновок, що досліджуваний механізм має характерну та важливу особливість — змінне передаточне число протягом усього циклу руху. Це проявляється в тому, що кутова швидкість ведучого обертового валу залишається сталою і становить $360^\circ/\text{с}$, тоді як кутова швидкість вихідної коливальної ланки змінюється в досить широкому діапазоні — від $0^\circ/\text{с}$ до $360^\circ/\text{с}$, тобто якщо прикласти зусилля на обертовий вал то на коливальному зусилля буде визначатися за формулою:

$$k_{(t)} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

Де: ω_1 – кутова швидкість обертового валу;

ω_2 – кутова швидкість коливального валу;

Для встановлення впливу кута γ на кінематичні характеристики механізму проведемо додаткові серії чисельних досліджень при значеннях кута $\gamma = 40^\circ$ та $\gamma = 50^\circ$ градусів.

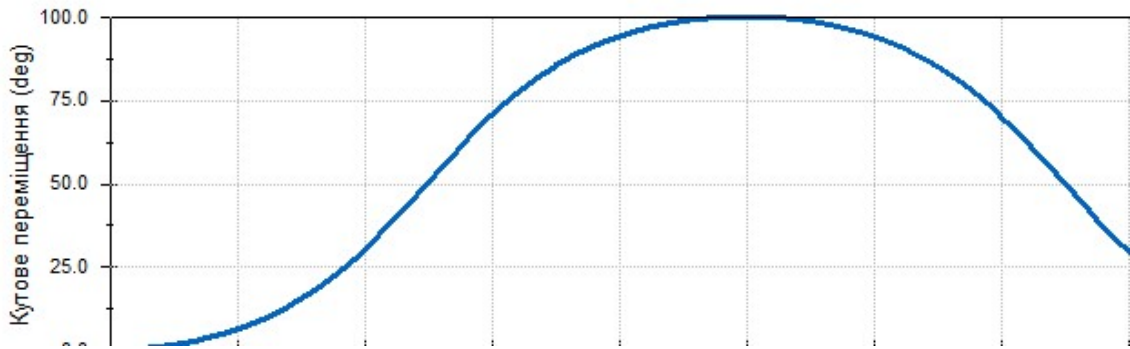


Рис. 1.7 – Графік кутового переміщення коливального валу $\gamma = 40^\circ$

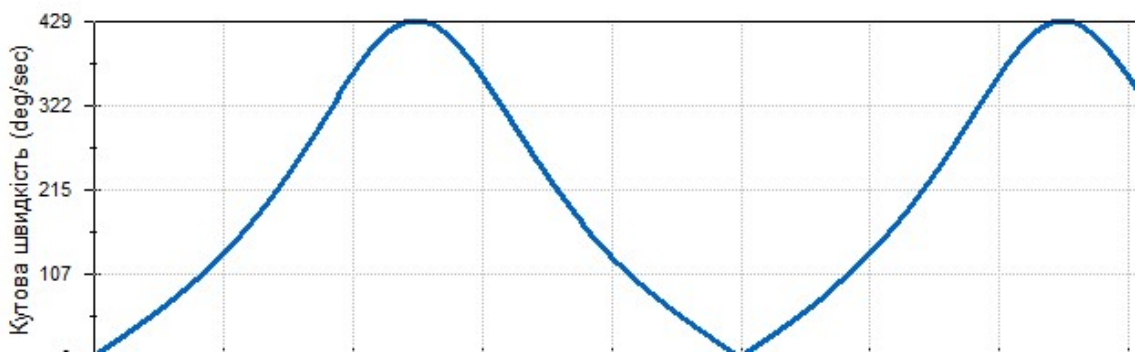


Рис. 1.8 – Графік кутової швидкості коливального валу $\gamma = 40^\circ$

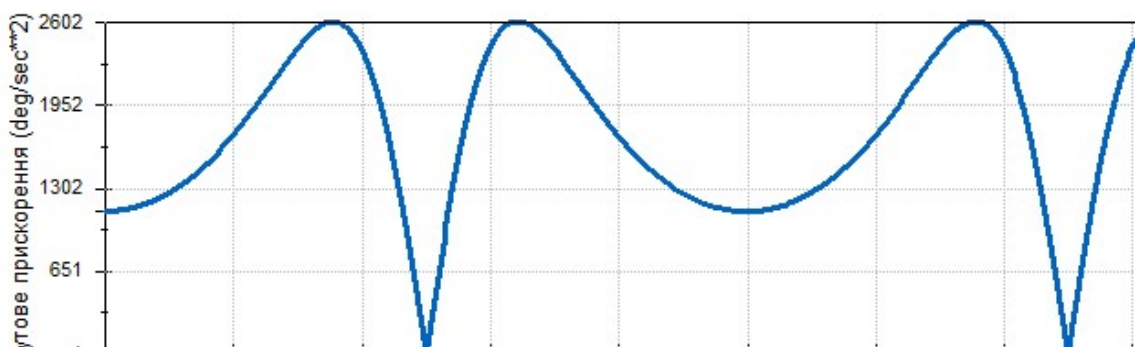


Рис. 1.9 – Графік кутового прискорення коливального валу $\gamma = 40^\circ$

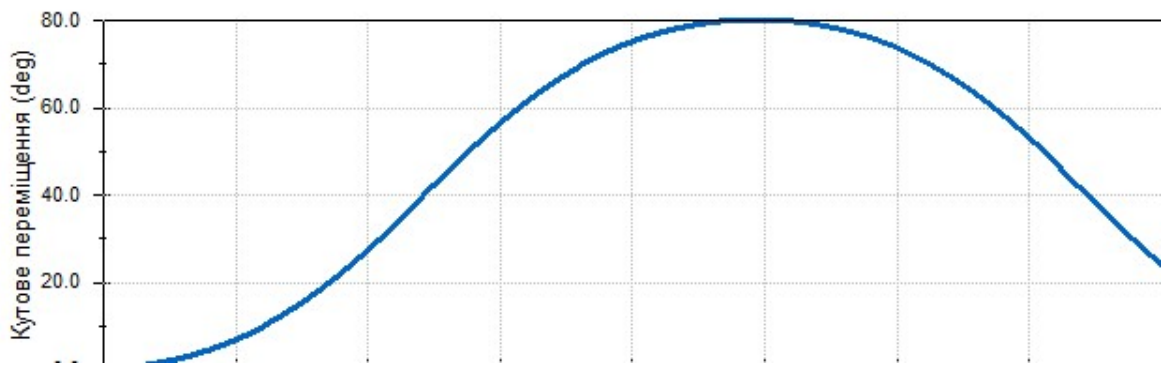


Рис. 1.10 – Графік кутового переміщення коливального валу $\gamma = 50^\circ$

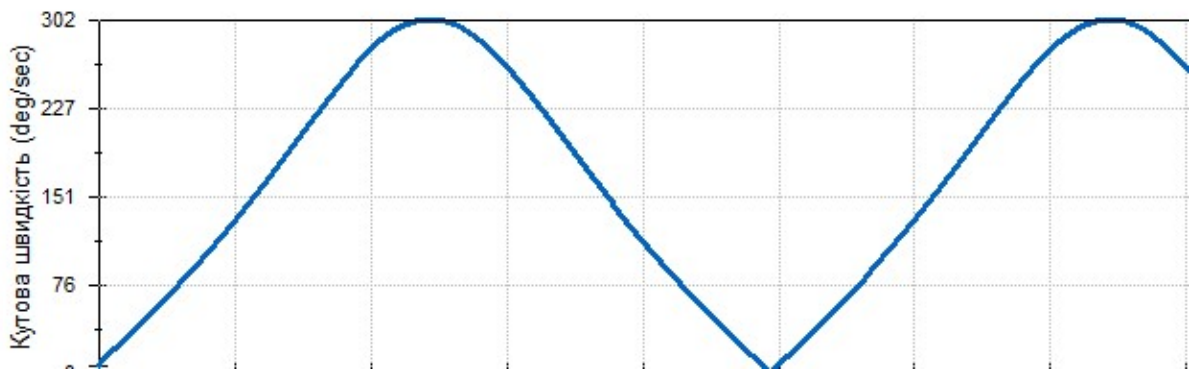


Рис. 1.11 – Графік кутової швидкості коливального валу $\gamma = 50^\circ$

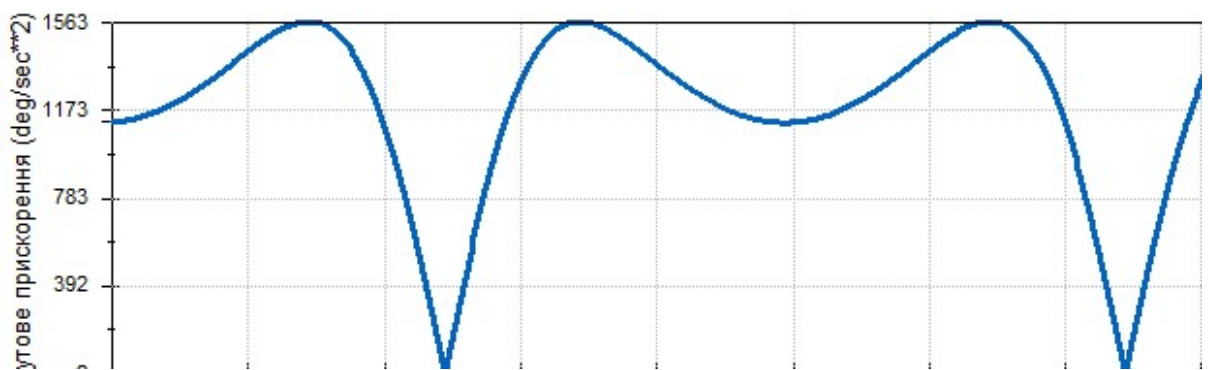


Рис. 1.12 – Графік кутового прискорення коливального валу $\gamma = 50^\circ$

На основі отриманих даних можна зробити висновок, що зміна кута γ помітно впливає на кінематику механізму. При зменшенні цього кута зростає

максимальна кутова швидкість коливального вала, а також амплітуда його переміщення, що свідчить про підвищення інтенсивності передавання руху.

2. ПРОЄКТУВАННЯ СФЕРИЧНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

2.1 Аналіз і вибір оптимальної конструкції механізму

У процесі проєктування сферичного кривошипно-повзунного механізму було виявлено низку конструктивних обмежень, що негативно впливали на технологічність виготовлення та точність подальшого складання. Зокрема, окремі вузли характеризувалися надмірно складною геометрією, що ускладнювало їхнє позиціонування, вимагало високої точності обробки та збільшувало трудомісткість виробництва.

З огляду на виявлені особливості було прийнято рішення розробити дві модифікації конструкції механізму, кожна з яких орієнтована на певні експлуатаційні умови. Перша варіація оптимізована для роботи на підвищених частотах обертання, забезпечуючи плавність руху й мінімальні інерційні навантаження. Друга модифікація розрахована на умови, де домінує передавання підвищених крутних моментів, що потребує більшої міцності та жорсткості елементів.

Таке рішення дало змогу підвищити адаптивність механізму, забезпечити його ефективну роботу в різних режимах та розширити можливості його практичного застосування.

Перший варіант конструкції складається з таких частин див. рисунок 2.1: Корпус у який встановлюється вал (3) та два напіввали (8) які встановлюються на підшипники (20) з одного боку підшипник закривається мазеутримувачем (10) з іншої сторони кришкою (9) в зборі з манжетою (23) та прокладкою (11). Вал встановлюється в зборі маючи на собі шпонку(31), дві частини кривошипа (4) при встановленні якого встановлюється ще одна збірка яка має у собі обойму

(7) в яку встановлюється підшипники (19) та манжета (22) після чого фіксується штопорними кільцями (25) після чого в обойму встановлюється повзун (5) у який фіксується шипами (6) які в свою чергу фіксуються підшипником (19) який встановлюється з натягом та шплінтується кільцями (24). Після встановлення описаних вище деталей на корпус потрібно залити мастила в об'ємі 1 літр та встановити кришку (2) яка кріпиться болтами (28) шайбами (30) гайками (29) а кришки зборі (9),(23),(11) кріпляться гвинтами (26). Після основної збірки потрібно ще встановити заглушку (15) з прокладкою (17), сапун (14), та маслопоказчик (13) з прокладкою (18).

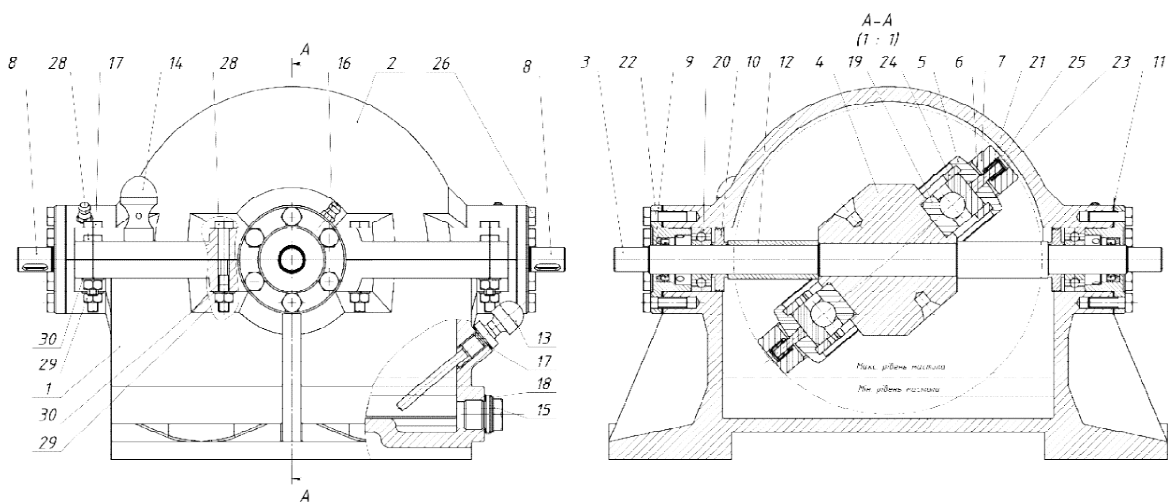


Рис. 2.1 – Перша конструкція виробу

Дана конструкція характеризується високою технологічністю, що забезпечує зручність складання, регулювання та подальшого технічного обслуговування. У ній переважно застосовуються стандартні, уніфіковані та прості у виготовленні деталі, що спрощує виробничий процес, знижує собівартість виготовлення та підвищує експлуатаційну надійність механізму. Разом із тим конструкція має певне обмеження — максимальний передаваний крутний момент визначається міцністю вала (3), що звужує можливості її застосування в режимах підвищених навантажень.

У другому варіанті конструкції замість вала (3) та кривошипа (4) застосовано два напіввали (31), які запресовані на важелі (32). У важелях

закріплено палець (34), на який встановлюється збірка з підшипником, що притискається втулкою (33). Фіксація всієї збірки забезпечується контршайбою (36) і контргайкою (37). Подальше складання збірки відбувається аналогічно до першого варіанта.

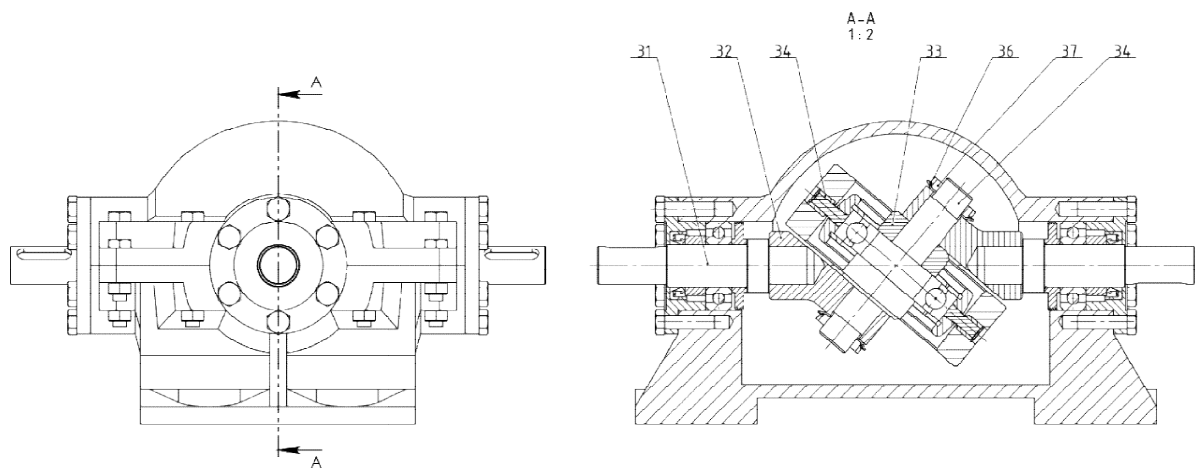


Рис. 2.2 – Друга конструкція виробу

Отримана конструкція має дещо нижчий рівень технологічності порівняно з першим варіантом, оскільки виготовлення окремих деталей потребує складніших технологічних операцій та підвищеної точності обробки. Водночас вона має вагомому перевагу — відсутність обмежень щодо передавання крутного моменту. Це досягається завдяки тому, що вал у даній конструкції складається з окремих компонентів, а не є цільною деталлю, що дозволяє уникнути обмежень діаметра вала у вузлі та зменшити габарити вузла.

У ході подальших досліджень було виявлено, що зменшення габаритних розмірів конструкції призводить до підвищених сил, що діють на шип, і, як наслідок, до зростання контактних навантажень у зоні встановлення підшипника. Таке явище негативно впливає на довговічність підшипникового вузла, спричиняючи прискорене зношування робочих поверхонь. З метою підвищення надійності та спрощення обслуговування було прийнято рішення замінити підшипник на втулку ковзання.

Використання втулки дозволило знизити вартість виготовлення та поліпшити ремонтпридатність вузла. Водночас це конструктивне рішення має обмеження — механізм виявляє знижену ефективність при високих частотах обертання, що необхідно враховувати при його експлуатації.

2.2 Проектування першої конструкції механізму

Розрахунки конструкцій механізму проводяться поетапно, з урахуванням того, що ведучий вал працює з постійною частотою обертання та сталим крутним моментом. Такий підхід дозволяє врахувати всі ключові чинники, що впливають на кінематичні та силові характеристики механізму, і забезпечує послідовність у визначенні розрахункових параметрів.

У випадку передачі крутного моменту на коливальний вал необхідно враховувати максимальні навантаження у мертвій точці ходу, оскільки вони можуть викликати пікові сили та нерівномірний рух. Для згладжування цих пікових навантажень і забезпечення стабільної роботи вузла рекомендується передбачити встановлення маховика, який накопичує кінетичну енергію та рівномірно розподіляє її протягом робочого циклу.

Для оцінки ефективності та порівняння різних варіантів конструкцій складено таблиці з розрахунковими характеристиками. Розрахунки здійснюватимуться для чотирьох режимів роботи: потужністю 5 та 10 кВт при частоті обертання 1000 та 3000 об/хв. Спершу буде проведено повний розрахунок конструкції з кривошипом.

2.3 Розрахунок обертового вала

Розраховуємо крутний момент на валу виходячи з максимальної потужності та обертів за формулою:

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{n} [2, \text{с. 34}],$$

Де: P – потужність, Вт;

n – частота обертання, об/хв;

Таблиця 2.1 Параметри механізму

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
n об/хв	1000	1000	2000	500
P кВт	5	5	15	10
Модель механізму	Модель з кривошипом	Модель з коливальною віссю	Модель з кривошипом	Модель з коливальною віссю

Розрахунок діаметрів валу за формулою:

$$d_B = 10^3 \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \cdot t_k}} [2, \text{с. 36}],$$

Де: t_k – допустиме напруження на кручення, МПа; Розраховуємо за формулою:

$$t_k = 0.035 \cdot \sigma_B [2, \text{с. 36}],$$

Де: σ_B – границя текучості матеріалу, для валу приймаємо матеріал 42CrMo4 її границя текучості 730 МПа.

Кожен наступний діаметр валу приймаємо більшим на 1.1 за попередній з врахуванням нюансів по встановленню стандартних деталей.

Таблиця 2.2 – Таблиця мінімального діаметру валу

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
d_B мм	22	22	25	34



Рис. 2.3 – Схема моделювання валу

2.4 Підбір підшипника для кривошипа

Після досліджень у SolidWorks Simulation було встановлено, що підшипник сприймає не стандартні осьові та радіальні навантаження, а крутний момент. Тому для забезпечення надійної роботи вузла обрано радіально-упорний підшипник з чотирьохточковим контактом легкої серії, який здатен одночасно сприймати радіальні та осьові сили.

На початковому етапі проектування необхідно оцінити можливість встановлення підшипника на валу, враховуючи діаметр посадкового місця, довжину вала та сумісність з іншими елементами вузла. Лише після підтвердження правильного розташування підшипника здійснюється розрахунок його несучої здатності та перевірка на довговічність при заданих умовах експлуатації.

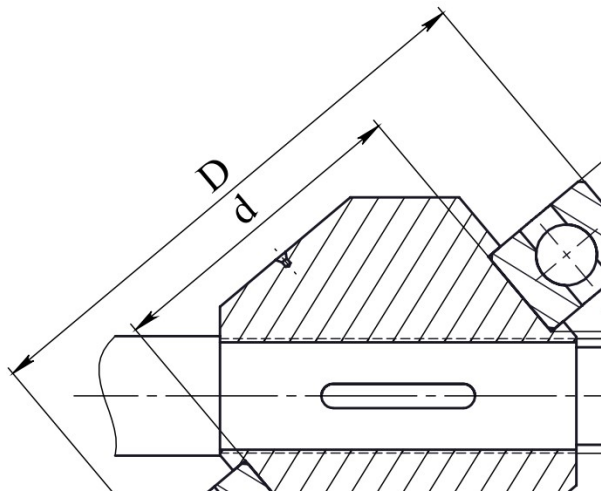


Рис. 2.4 – Схема розрахунку підшипника за геометрією встановлення

Розрахунок можна провести графічно за допомогою програм по типу SolidWorks, AutoCad тощо.. або ж за формулою:

$$d_{max} = \frac{\sqrt{2 \cdot (b - d \cdot \tan(\gamma))^2 \cdot (\cos(2 \cdot \gamma) + 1)}}{2} - t \cdot 2,$$

Де: t – мінімальна товщина кривошипа по радіусу, Приймаємо 2...3 мм.

b – ширина підшипника в мм;

d – внутрішній діаметр підшипника, мм;

γ° – кут нахилу осі підшипника відносно осі вала.

Розраховувати підшипник потрібно від мінімального і до тих пір поки не виконається умова: $d_{max} \geq d_k$, якщо умова не виконується потрібно взяти наступний типорозмір підшипника.

Таблиця 2.3 – Підібрані підшипники

T Нм	47.75	15.92	71.63	191
d_{max} мм	29.19	–	34.23	–
γ°	40	40	40	40
Підшипник	QJ 217 MA	QJ 208 MA	QJ 220 MA	QJ 211 MA

Після того як ми підбрали підшипник за геометрією встановлення потрібно виконати обрахунок на довговічність його роботи.

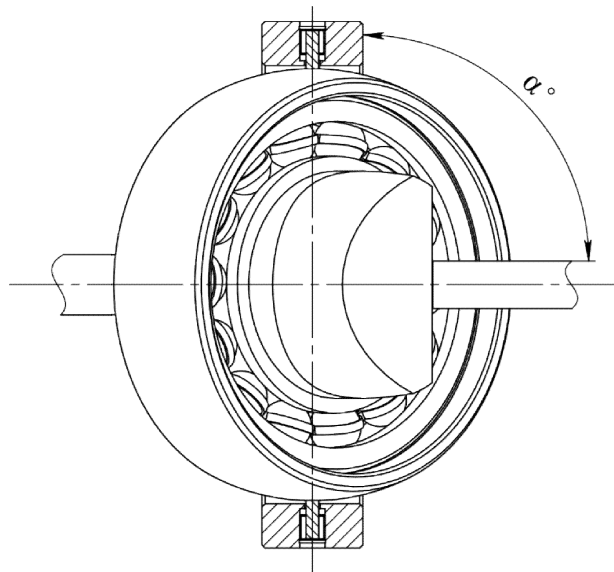


Рис. 2.5 – Схема обертання механізму

Щоб знайти осьові та радіальні навантаження на підшипник нам потрібно знайти положення де діє максимальний крутний момент на коливальному валу. Якщо подивитись на графіки швидкостей то можемо побачити що найбільше передаточне число буде у положенні коли кут $\alpha^\circ = 90$.

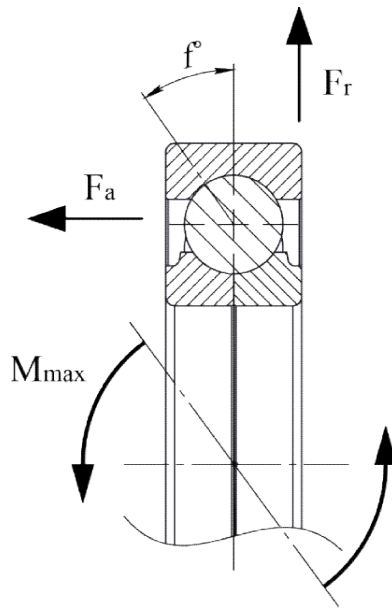


Рис. 2.6 – Схема розподілу навантаження підшипника

Максимальний крутний момент на підшипнику буде залежати від максимального необхідного крутного моменту розраховуватись за формулою:

$$M_{max} = \frac{T_2}{\tan(\gamma)};$$

Де: T_2 максимальний крутний момент на коливальному валу для розрахунку приймаємо $T_2 = T$;

Оскільки стандартні методики розрахунку підшипників не можуть порахувати підшипник за таким параметром нам потрібно перевести крутний момент в окремі сили, осьову та радіальну.

Осьова сила буде визначатися за формулою:

$$F_a = \frac{M_{max} \cdot 10^3}{\frac{D - d}{2}};$$

Радіальне зусилля буде обраховуватись за формулою:

$$F_r = \frac{F_o}{\tan(f)},$$

Де f – кут контакту кульок з обоймою у підшипнику, для чотирьох точкового підшипника легкої, середньої та важкої серії він рівний 35° .

Далі обрахунок проводимо згідно стандартної методики обрахунку ISO 281

Сумарну реакцію знаходимо за формулою:

$$Q_{\text{екв}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_T \cdot K_B,$$

Де: X і Y – динамічні коефіцієнти радіального й осьового навантаження вказуються у характеристиці підшипника;

V – коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$, при обертанні зовнішнього кільця $V = 1,2$;

K_B – коефіцієнт безпеки приймаємо 1.5;

K_T – температурний коефіцієнт приймаємо 1.

Визначення терміну служби підшипника.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^p,$$

Де: C – динамічна вантажопідйомність підшипника;

p – показник степені, для кулькових підшипників $p = 3$.

Розрахунковий час роботи підшипника $L_h \geq 20000$, якщо рівність не справджується, то потрібно обрати підшипник наступного діаметра та перерахувати весь етап спочатку.

Розраховуємо втрати на підшипнику за формулою:

$$P'_{\text{втрати}} = Q_{\text{екв}} \cdot f \cdot r \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60},$$

Де: f – коефіцієнт тертя у підшипнику, для радіально упорний приймаємо $f = 0.002$;

r – радіус до кульок підшипника;

Таблиця 2.4 – Реакції на підшипнику

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
M_{max} Нм	56	56.91	85.36	227.62
F_a Н	494.84	972.76	620.8	2956.17
F_r Н	706.7	1389.24	886.59	4422.85
$Q_{екв}$ Н	1060	2083.86	1329.88	6332.77
L_h год	53118169	323450	46571059	80604
$P'_{втрати}$ Ват	13	13.09	38.99	25.7

2.5 Обрахунок повзуна

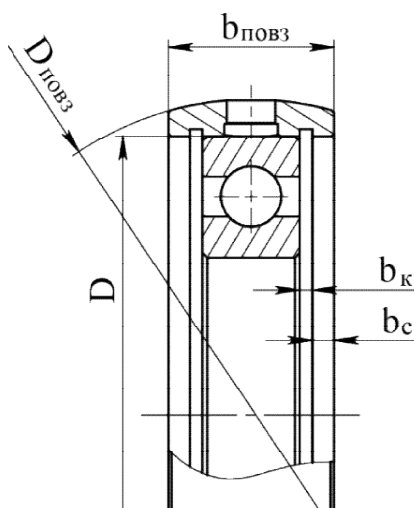


Рис. 2.7 – Схема моделювання повзуна

Зовнішній діаметр визначаємо за формулою:

$$D_{повз} = D \cdot 1.1;$$

Отримане значення потрібно округлити до цілого числа.

Визначаємо ширину повзуна.

$$b_{повз} = b_{п} + (b_{к} + b_{с}) \cdot 2,$$

Де: $b_{п}$ – ширина попередньо розрахованого підшипника;

$b_{к}$ – ширина канавки стопорного кільця приймається згідно з стандартами.

b_c – відстань від канавки до зовнішньої сторони повзуна розраховуємо за формулою:

$$b_c = b_k \cdot 1,5;$$

2.6 Розрахунок шипа

Знаходимо плече сили що діє на шип.

$$l_c = \frac{D_{\text{повз}}}{2};$$

Знаходимо силу що діє на шип.

$$P_{\text{шип}} = \frac{M_{\text{max}} \cdot 10^3}{2 \cdot l_c};$$

Знаходимо мінімальний переріз шипа

$$W = \frac{P_{\text{шип}}}{\tau_{\text{зр}}} \cdot k_{\text{зп}},$$

Де: $\tau_{\text{зр}}$ – допустима напруга зрізу знаходимо за формулою:

$$\tau_{\text{зр}} = (0.25 \dots 0.35) \cdot \sigma_m,$$

Де: σ_m – границя текучості матеріалу.

$k_{\text{зп}}$ – коефіцієнт запасу приймаємо $k_{\text{зп}} = 2 \dots 4$.

Знаходимо діаметр шипа.

$$d_{\text{ш}} = \sqrt[2]{\frac{W \cdot 4}{\pi}};$$

Таблиця 2.5 – Зведена таблиця розрахунку шипа

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
l_c мм	85.5	48.5	102	60
$P_{\text{шип}}$ Н	332.78	492.27	351.1	1591.67
W мм ²	19.02	28.13	20.06	90.95
$d_{\text{ш}}$ мм	5	6	6	11

2.7 Підбір підшипника під шип

Для кращого ККД на високих обертах встановлюється голчастий підшипник SKF BK 0000, для тихохідних механізмів можна використати підшипник ковзання. Обрахунок проводимо згідно стандартної методики обрахунку ISO 281

Радіальне зусилля беремо з розрахунку шипа.

Еквівалентну реакцію знаходимо за формулою:

$$Q_{\text{екв}} = (X \cdot V \cdot P_{\text{шип}}) \cdot K_B \cdot K_T,$$

Де: X – динамічний коефіцієнт радіального навантаження вказуються у характеристиці підшипника;

V – коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$, при обертанні зовнішнього кільця $V = 1,2$;

K_B – коефіцієнт безпеки приймаємо 1.5;

K_T – температурний коефіцієнт приймаємо 1.

Визначення терміну служби підшипника.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^p,$$

Де: C – динамічна вантажопідйомність підшипника;

p – показник степені, для роликових підшипників $p = 10/3$;

Розрахунковий час роботи підшипника $L_h \geq 20000$, якщо рівність не справджується, то потрібно обрати підшипник наступного діаметра та

перерахувати весь етап спочатку. Якщо внутрішній діаметр підшипника виявився більшим за діаметр шипа, то діаметр шипа потрібно збільшити.

Розраховуємо втрати на підшипнику за формулою:

$$P''_{\text{втрати}} = 2 \cdot Q_{\text{екв}} \cdot f \cdot r \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60},$$

Де: f – коефіцієнт тертя у підшипнику, для голчастого підшипника приймаємо $f = 0.01$;

Таблиця 2.6 – Зведена таблиця розрахунку підшипника кочення

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
$Q_{\text{екв}}$ Н	499.18	–	526.65	–
L_h год	21670	–	38096	–
$P''_{\text{втрати}}$ Ват	3.76	–	10.59	–
Підшипник	ВК 1010	–	ВК 1312	–

Якщо ми хочемо поставити підшипник ковзання тоді розрахунок буде таким.

Для підшипника обираємо матеріал Бабіт Б16, тоді $[v] = 12, \text{ м/с}$.
 $[p] = 15, \text{ МПа}$. $[pv] = 15, \text{ МПа} \cdot \text{ м/с}$.

Розраховуємо колову швидкість шипа за формулою:

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot d_{\text{ш}}}{60};$$

У разі якщо швидкість завелика її можна перерахувати точніше за формулою :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}} \cdot \omega_2}{360000},$$

Де: ω_2 – частота коливання валу у градус/с у положенні дії максимального зусилля M_{max} ;

Швидкість повинна бути меншою за допустиму $v \leq [v]$, якщо це не так тоді це унеможливить роботу втулки і потрібно обирати підшипник кочення.

Розраховуємо тиск у підшипнику ковзання

$$p = \frac{P_{\text{шип}}}{l \cdot d_{\text{Ш}}} [4, \text{с. 247}],$$

Де: l – довжина втулки яку визначаємо за формулою:

$$l = d_{\text{Ш}} \cdot 1.1;$$

Тиск повинен бути менший за допустимий $p \leq [p]$,

Якщо рівність не справджується тоді необхідно збільшити діаметр або довжину шипа.

Розраховуємо підшипник ковзання за динамічним навантаженням

$$p \cdot v \leq [pv] [4, \text{с. 247}];$$

Якщо рівність не справджується тоді потрібно збільшити діаметр шипа.

Зовнішній діаметр втулки приймаємо як:

$$d_{\text{втулки}} = d_{\text{Ш}} \cdot 1.5;$$

Розраховуємо втрати на підшипнику за формулою:

$$P''_{\text{втрати}} = 2 \cdot P_{\text{шип}} \cdot f \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60},$$

Де: f – коефіцієнт тертя у підшипнику, для підшипника ковзання приймаємо: $f = 0.005$;

Таблиця 2.7 – Зведена таблиця розрахунку підшипника ковзання

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
$P''_{\text{втрати}}$ Ват	–	3.87	–	11.67
Розміри	–	Ø9xØ6x9	–	Ø17xØ11x17

2.8 Розрахунок обойми.

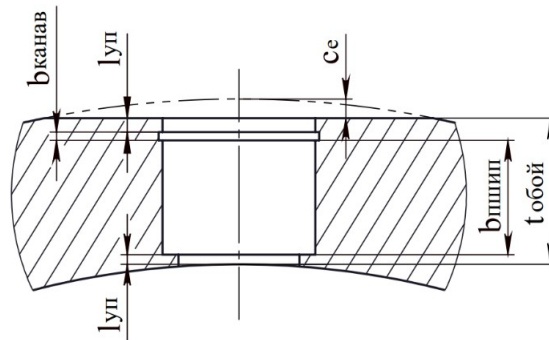


Рис. 2.8 – Розрахункова схема отвору під шип

Розрахунок мінімальної товщини обойми.

$$t_{\text{обой}} = l_{\text{уп}} \cdot 2 + b_{\text{шип}} + b_{\text{канав}},$$

$b_{\text{шип}}$ – ширина підшипника з мазоутримуючим кільцем або довжина втулки;

$b_{\text{канав}}$ – ширина канавки стопорного кільця, приймається згідно зі стандартами;

$t_{\text{обой}}$ – округляємо до більшого значення;

$l_{\text{уп}}$ – мінімально допустима відстань від канавки до зовнішньої сторони обойми приймаємо за формулою;

$$l_{\text{уп}} = b_{\text{канав}} \cdot 1,5;$$

c_e – лиска значення якої можна прийняти конструктивно або з запропованої таблиці в залежності від діаметра валу.

Таблиця 2.8 – Таблиця рекомендованих розмірів лисок c_e

d	c_e	d	c_e	d	c_e	d	c_e
21-25	1	41-43	3,5	59-60	6	70-71	8,5
26-30	1,5	44-46	4	61-63	6,5	72-73	9
31-34	2	47-52	4,5	64-65	7	74-75	9,5

Продовження таблиці 2.8

35-37	2,5	53-55	5	66-67	7,5	76-77	10
38-40	3	56-58	5,5	68-69	8	78-80	10,5

2.9 Розрахунок шліцевого з'єднання

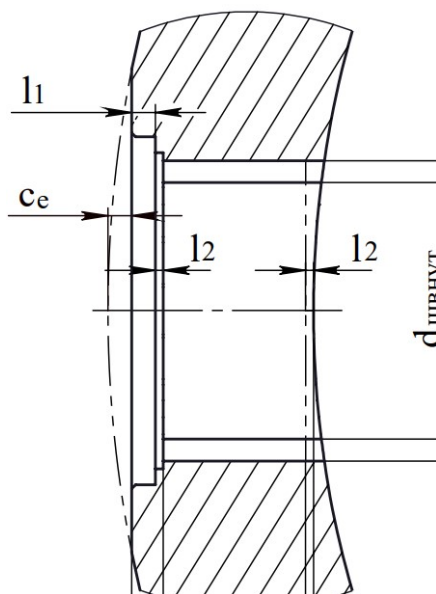


Рис. 2.9 – Розрахункова схема отвору під шліцевий вал

Розраховуємо робочу довжину шліца

$$l_{\text{роб}} = t_{\text{обой}} - l_2 \cdot 2 - l_1;$$

l_2 – розмір від шліцевого вала до внутрішньої частини обойми, приймаємо $l_2 = 0.5 \dots 2$ мм.

Розрахунок шліцевого з'єднання на зминання.

Розраховуємо середній діаметр шліца за формулою:

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{швнут}} + d_{\text{шзов}}}{2} \quad [4, \text{с. 456}];$$

Розраховуємо висоту шліца за формулою:

$$h_{\text{ш}} = \frac{d_{\text{швнут}} - d_{\text{шзов}}}{2} \quad [4, \text{с. 456}];$$

Розраховуємо допустиме напруження за формулою:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_m}{s \cdot k_3 \cdot k_{\text{пз}} \cdot k_{\text{п}} \cdot k_{\text{д}}} [4, \text{с. 457}],$$

Де: σ_m – межа текучості матеріалу. Приймаємо 42CrMo4 границя текучості 730 МПа.

s – коефіцієнт запасу міцності. Приймаємо $s = 1,25 \dots 1,4$;

k_3 – коефіцієнт який враховує нерівномірність розподілу навантаження. Приймаємо $k_3 = 1,6 \dots 3,0$;

$k_{\text{пз}}$ – коефіцієнт поздовжньої концентрації навантаження. Приймаємо $k_{\text{пз}} = 1,15 \dots 1,25$ – більші значення слід використовувати для довгих шліцевих поверхонь;

$k_{\text{п}}$ – коефіцієнт концентрації навантаження від похибки встановлення. Приймаємо $k_{\text{п}} = 1,1 \dots 1,6$ – більші значення слід використовувати при низькій точності виготовлення деталі;

$k_{\text{д}}$ – коефіцієнт динамічності навантаження. Приймаємо $k_{\text{пз}} = 1,4 \dots 2,5$;

Розраховуємо напруження на з'єднанні за формулою:

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_{\text{ср}} \cdot z \cdot h_{\text{ш}} \cdot l_{\text{роб}} \cdot \psi} < \sigma_{\text{доп}} [4, \text{с. 457}],$$

ψ – коефіцієнт який враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами, приймаємо що $\psi = 0,7 \dots 0,8$;

z – кількість шліців;

Таблиця 2.10 – Зведена таблиця розрахунку шліцевого з'єднання

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
$l_{\text{роб}}$	12	8	14	17
$d_{\text{ср}}$ мм	18	18	18	29
$h_{\text{ш}}$ мм	2	2	2	3
$\sigma_{\text{доп}}$ МПа	81.38	81.38	81.38	81.38
$\sigma_{\text{ш}}$ МПа	52.6	79	67.7	61.5

2.10 Моделювання обойми

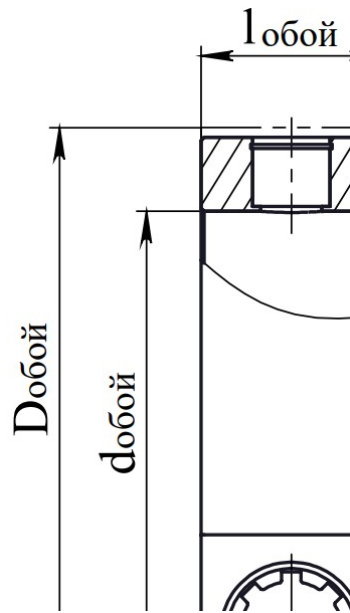


Рис. 2.10 – Схема моделювання обойми

Внутрішній діаметр обойми приймаємо як:

$$d_{обой} = D_{повз} + l_3,$$

Де: l_3 – зазор від обойми до повзуна по діаметру. приймаємо $l_3 = 1 \dots 3$ мм.

Зовнішній діаметр обойми приймаємо як:

$$D_{обой} = d_{обой} + (t_{обой} + c_e) \cdot 2;$$

Ширину обойми визначаємо за формулою:

$$l_{обой} = d + 10 \dots 20,$$

Де: d – це діаметр зовнішньої шліцевої поверхні або зовнішній діаметр підшипника, для обчислення потрібно обрати більше значення.

2.11 Моделювання кривошипа

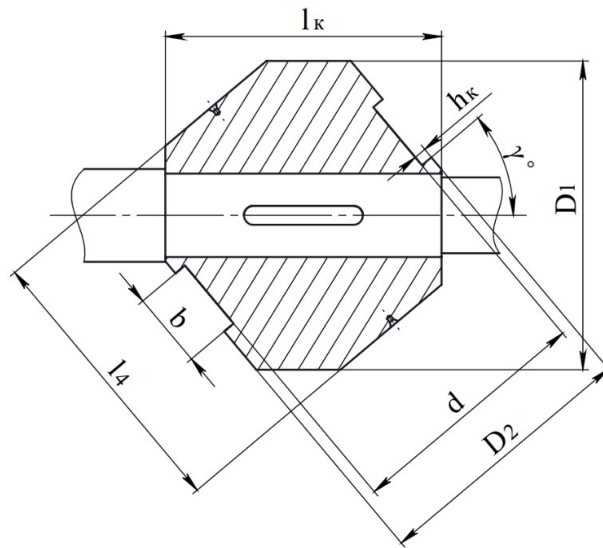


Рис. 2.11 – Схема моделювання кривошипа

Розрахунок довжини кривошипа за формулою:

$$l_k = \sqrt{b^2 \cdot (\cot(\gamma)^2 + 1)} + d \cdot \cos(\gamma) + 4 \cdot h_k \cdot \cos(\gamma) - b \cdot \cos(\gamma) \cdot \cot(\gamma),$$

Де: d – внутрішній діаметр підшипника;

b – ширина підшипника;

h_k – висота буртика яка визначається за формулою:

$$h_k = \frac{(d \cdot 1.1) - d}{2};$$

Округляємо до більшого значення.

Зовнішній діаметр D_1 знаходимо за формулою:

$$D_1 = d \cdot 1.25;$$

Округляємо до більшого значення.

Зовнішній діаметр D_2 знаходимо за формулою:

$$D_2 = d + (h_k \cdot 2);$$

Знаходимо довжину l_4 за формулою:

$$l_4 = d \cdot 1.15;$$

Округляємо до більшого значення.

2.12 Розрахунок шпонки

Розрахунок шпонки на зминання

$$l_{ш} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{b_{шп} \cdot (h_{шп} - t_1) \cdot \sigma_{зм}} + b_{шп} [4, \text{с. 452}];$$

$b_{шп}$, $h_{шп}$, t_1 – розміри шпонки що обираються згідно стандартами від діаметра валу.

$\sigma_{зм}$ – допустиме напруження на зминання приймаємо $\sigma_{зм} = 80$ МПа.

2.13 Розрахунок підшипників корпусу

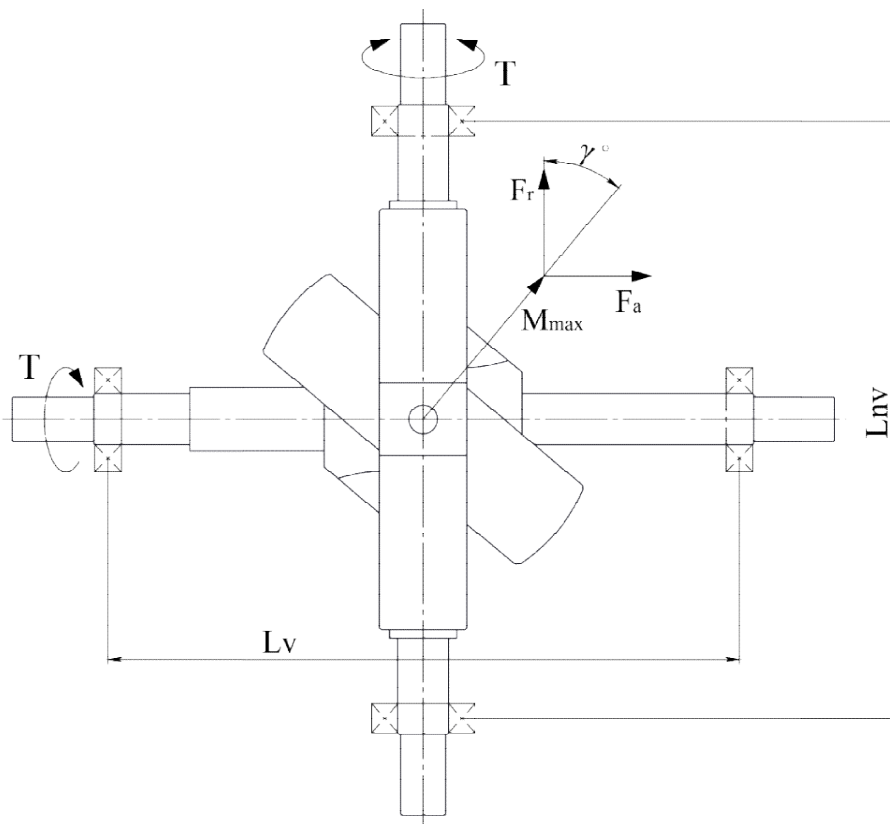


Рис. 2.12 – Схема навантаження на підшипники

У процесі роботи на підшипник корпусу будуть діяти знакозмінні радіальні та осьові навантаження тому варто використовувати також чотирьох точковий радіально упорний підшипник хоча можна і два просто радіально упорних в парі Для уніфікації конструкції приймаємо що підшипники на всіх валах будуть однаковими.

Розраховуємо результуючу силу що діє на підшипник за формулою:

$$F_{rs} = \frac{M_{max} \cdot 1000}{L},$$

Де: L – відстань від кульок підшипника L_v або L_{nv} потрібно обрати найменше значення.

Розраховуємо радіальне зусилля за формулою:

$$F_r = F_{rs} \cdot \cos(\gamma),$$

Розраховуємо осьове зусилля за формулою:

$$F_a = F_{rs} \cdot \sin(\gamma),$$

Еквівалентну реакцію знаходимо за формулою:

$$Q_{екв} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_T \cdot K_B,$$

Де: X – динамічний коефіцієнт радіального навантаження вказуються у характеристиці підшипника;

V – коефіцієнт обертання, при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$, при обертанні внутрішнього кільця $V = 1,2$;

K_B – коефіцієнт безпеки приймаємо 1.5;

K_T – температурний коефіцієнт приймаємо 1.

Визначення терміну служби підшипника.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^p,$$

Де: C – динамічна вантажопідйомність підшипника;

p – показник степені, для радіальноупорних підшипників $p = 3$;

Розрахунковий час роботи підшипника $L_h \geq 20000$, якщо рівність не справджується, то потрібно обрати два підшипника незмінюючи діаметра та перерахувати весь етап спочатку.

Розраховуємо втрати на підшипнику за формулою:

$$P'''_{\text{втрати}} = 4 \cdot F_{rs} \cdot f \cdot r \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60},$$

Де: f – коефіцієнт тертя у підшипнику, для радіального підшипника приймаємо $f = 0.01$;

Таблиця 2.11 – Зведена таблиця розрахунку підшипника корпусу

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
F_r Н	700.28	700.28	911.35	3156.03
F_a Н	587.61	587.61	764.71	2648.23
$Q_{\text{екв}}$ Н	1050.43	1050.43	1367.02	4734.05
L_h год	7583308	7583308	383781	86282
$P'''_{\text{втрати}}$ Ват	4.16	4.16	12.71	13.48
Підшипник	QL 206 MA	QL 206 MA	QL 207 MA	QL 209 MA

Усі розміри корпусу кришок підбір болтів виконуються конструктивно після усіх проведених обрахунків.

2.14 Проектування частин другої конструкції механізму

Друга конструкція механізму є менш технологічною але через відсутність обмежень що до встановлення підшипника за діаметром є більш компактною та здатна передавати великі крутні моменти.

Оскільки конструкція відрізняється лише певними деталями потрібно виконати попередні пункти обрахунку але не розраховувати підшипник за геометрією встановлення (d_{max}) та не розраховувати кривошип.

У новій конструкції нам потрібно розрахувати такі деталі: напів-вал (31), важель (32), палець (34) та кришки (33) до неї.

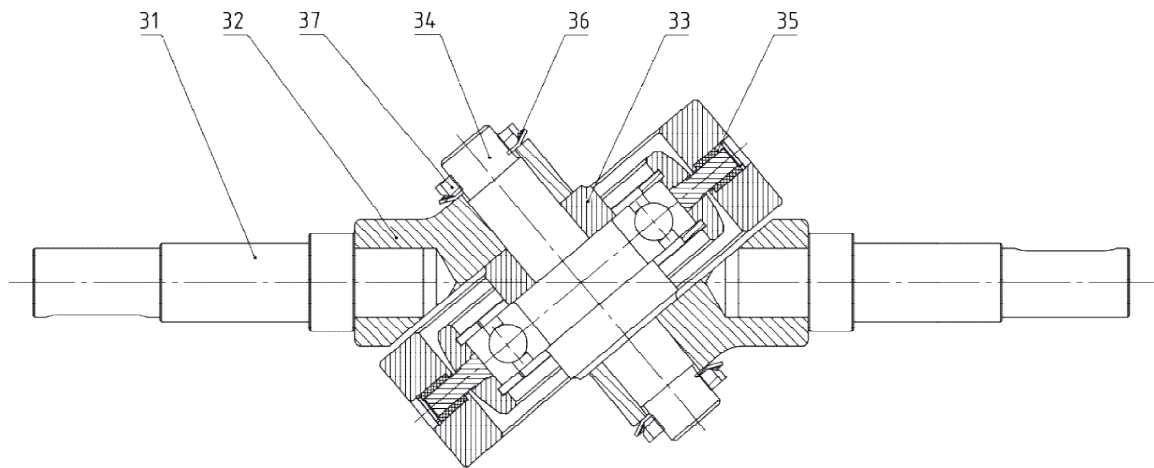


Рис. 2.13 – Схема встановлення деталей

2.15 Розрахунок напів-валу

Як видно на рисинку напів-вал не має шпонок чи шліців для з'єднання з важелем передача крутного моменту відбувається за рахунок пресової посадки.

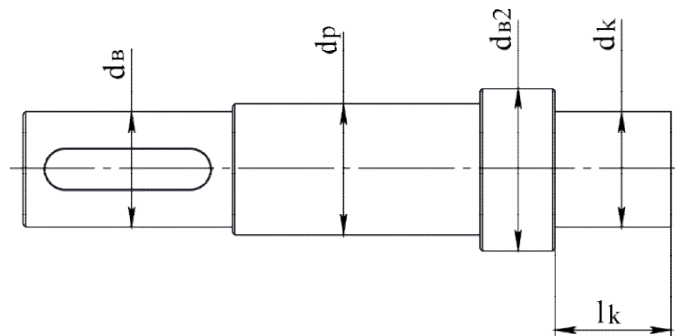


Рис. 2.14 – Розрахуноква схема напі-ввалу

Отже діаметри d_b , d_p , та d_{b2} розраховуються так само як і для попереднього варіанту, а діаметр d_k та його довжина l_k будуть залежати від розрахунку посадки з натягом оскільки заздалегіть неможливо сказати яка буде посадка попередньо тому давайте визначаємо її за формулами для першої конструкції за фомрулами:

$$d_k \geq d_b;$$

$$l_k = d_k \cdot 1 \dots 1.2 = 22\text{мм};$$

Тоді визначаємо мінімальний необхідний тиск на контактних поверхнях за формулою:

$$P_{min} = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot d_k^2 \cdot l_k \cdot f} = 2.85 \cdot 10^7 [5, \text{с. 250}],$$

Де f – коефіцієнт тертя для сталі приймаємо $f = 0.1$;

Розраховуємо коефіцієнт жорсткості конструкції для вала та важелю за формулами:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_o}{d_k}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_o}{d_k}\right)^2} - \mu_d = 0.7 [5, \text{с. 250}],$$

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_k}{d_{r2}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_k}{d_{r2}}\right)^2} + \mu_D = 2.167 [5, \text{с. 250}],$$

Де: d_o – діаметр отвору у валу, оскільки у нас його нема, приймаємо: $d_o = 0$;

μ_d, μ_D – коефіцієнт Пуассона для напів-валу та важеля, приймаємо:

$$\mu_d = \mu_D = 0.3$$

d_r – Зовнішній діаметр важеля у зоні затиску, розраховується при проектуванні важелю, попередній розрахунок проводимо за формулою:

$$d_r = d_b \cdot 1.8 \dots 2.4 = 40\text{мм};$$

Розраховуємо найменший розрахунковий натяг з умови на міцність за формулою:

$$N'_{min} = P_{min} \cdot d_k \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right) = 9\text{мкМ},$$

Де: E_D, E_d – модуль пружності для матеріалу, приймаємо:

$$E_D = E_d = 2 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2};$$

Розраховуємо найбільший допустимий тиск для валу та важелю при якому відсутні пластичні деформації за формулами:

$$P_{maxD} = 0.58 \cdot \sigma_{TD} \left(1 - \left(\frac{d_k}{d_{r2}} \right)^2 \right) = 295 \text{ МПа},$$

$$P_{maxD} = 0.58 \cdot \sigma_{Td} \left(1 - \left(\frac{d_o}{d_k} \right)^2 \right) = 423 \text{ МПа},$$

Де: σ_{TD}, σ_{Td} – межа текучості матеріалів, приймаємо матеріал 42CrMo4 її границя текучості 730 МПа.

Приймаємо найменший допустимий тиск P_{max} як найменше значення.

Розраховуємо найбільший розрахунковий натяг з умови на міцність за формулою:

$$N'_{max} = P_{max} \cdot d_k \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) = 93 \text{ мкм};$$

Розраховуємо коефіцієнт для врахування змінання нерівних контактних поверхонь при запресуванні за формулою:

$$\gamma_{III} = 5 \cdot (R_{aD} + R_{ad}) = 16 \text{ мкм},$$

Де R_{aD}, R_{ad} – шорсткість контактуючих поверхонь;

Розраховуємо коефіцієнт для врахування послаблення натягу під дією центробіжних сил за формулою:

$$\gamma_{ц} = \frac{v^2 \cdot d_k \cdot \rho}{64} \cdot \left(\frac{3 + \mu}{E} \right) \approx 0 \text{ мкм},$$

Де: ρ густина матеріалу, приймаємо $\rho = 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

v –колова швидкість розраховуємо за формулою:

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot d_k}{60} = 120.6 \text{ мм/с};$$

Розраховуємо найменший розрахунковий натяг за формулою:

$$N_{min} = N'_{min} + \gamma_{ш} + \gamma_t + \gamma_{ц} = 25 \text{ мкм},$$

Де: γ_t – температурний коефіцієнт, оскільки у нас деталі мають однакову температуру приймаємо $\gamma_t = 0$;

Розраховуємо найбільший розрахунковий натяг за формулою:

$$N_{max} = N'_{max} + \gamma_{уд} + \gamma_{ш} - \gamma_t = 95 \text{ мкм};$$

Де: $\gamma_{уд}$ – коефіцієнт збільшення контактного тиску на торцях важелю, визначається за відношенням між діаметром та довжиною за графіком.

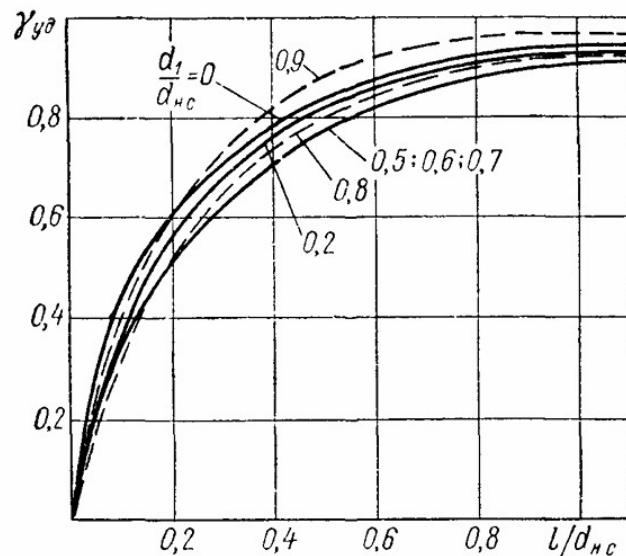


Рис. 2.15 – Графік збільшення тиску на торцях

Далі за N_{max} та N_{min} Потрібно обрати посадку яка буде відповідати потрібному допуску Приймаємо : $\text{Ø}22 \text{ H}7 \left(\frac{+0.021}{0} \right) / \text{v}6 \left(\frac{+0.06}{+0.047} \right)$

2.16 Розрахунок важеля

При проектуванні важеля слід враховувати не лише забезпечення заданого кута нахилу γ , а й точне визначення відстані між отворами для напіввалу та пальця. Це обумовлено тим, що у зібраному стані механізму вісь напіввалів та вісь пальця повинні перетинатися у просторі, забезпечуючи правильну кінематичну взаємодію між компонентами. Недотримання цих параметрів може призвести до порушення синхронності руху, виникнення додаткових навантажень та зменшення ефективності роботи механізму.

Правильне визначення положення отворів також впливає на точність монтажу та взаємне розташування деталей у вузлі, що безпосередньо визначає надійність та довговічність механізму в експлуатації.

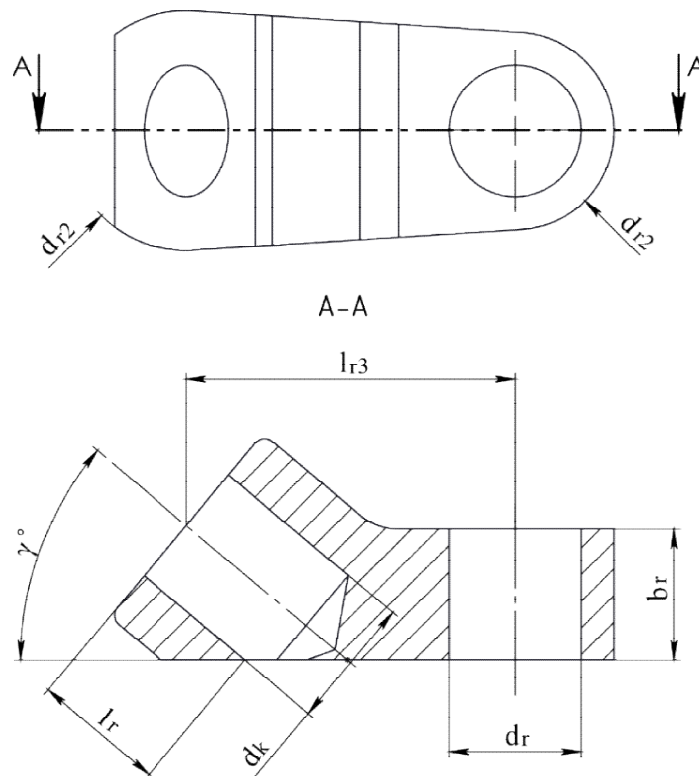


Рис. 2.16 – Розрахуноква схема важелю

Розраховуємо розмір між отворами за формулою:

$$l_{r3} = \frac{\left(\frac{b}{2} + \left(\frac{l_{\text{обой}} - b}{2} + l_{r4}\right)\right)}{\tan(\gamma)} + \frac{\frac{d_r}{2}}{\tan(\gamma)} + l_r \cdot \cos(\gamma),$$

Де: b – ширина підшипника;

$l_{\text{обой}}$ – довжина обойми;

l_{r4} – зазор між важелем та обоймою;

Розміри d_r , d_{r2} та b_r приймаються конструктивно;

Розміри d_k , l_k , d_{r2} вже були розраховані при розрахунку посадки з натягом;

2.17 Оцінка ККД

Для оцінки ефективності роботи механізму було проведено аналіз коефіцієнта корисної дії (ККД), що дозволяє визначити частку корисної енергії від загальної затраченої на роботу механізму та оцінити його енергоефективність у різних режимах роботи. Механізм працює в мастилі у закритому корпусі, що забезпечує зменшення тертя між рухомими елементами та підвищує довговічність вузлів. Основні джерела енергетичних втрат у механізмі пов'язані з тертям у підшипниках. Конструкція механізму включає: 4 радіально упорні підшипники які розташовані в корпусі 2 голчастих підшипника або 2 підшипника ковзання і підшипник що знаходиться на обертовому.

Розраховуємо усі втрати у підшипниках за формулою:

$$P_{\text{втрати}} = P'_{\text{втрати}} + (2 \cdot P''_{\text{втрати}}) + (4 \cdot P'''_{\text{втрати}});$$

Тоді Знаходимо ККД механізму за формулою:

$$\eta = \frac{P - P_{\text{втрати}}}{P}$$

Таблиця 2.12 – Зведена таблиця втрат першого варіанту конструкції

T Нм	47.75	47.75	71.63	191
$P_{\text{втрати}}$ Вт	35.49	44.39	111	102.96
η	0.99	0.99	0.99	0.99

2.18 Результати досліджень у SolidWorks Simulation

При дослідженні механізму за допомогою методу скінченних елементів було отримано розподіл напружень та деформацій у ключових елементах конструкції. Аналіз показав, що максимальні значення напружень виникають у зоні контакту шліцевих поверхонь та у зонах перепаду діаметрів валів.

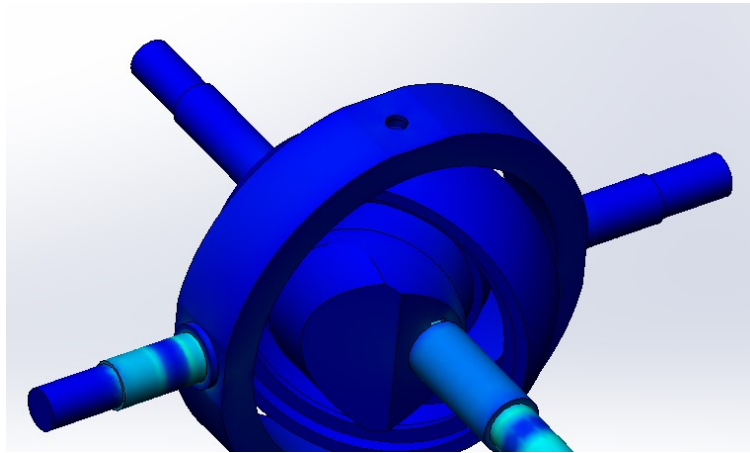


Рис. 2.17 – Розподіл напружень у вузлі

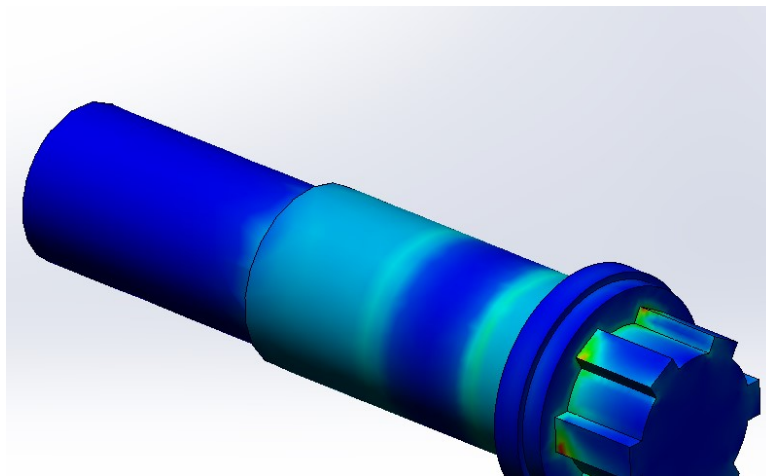


Рис. 2.18 – Розподіл напружень на деталі напів-вал

За результатами перша конструкція не має високих напружень більше 100 МПа. Завдяки чому можна сказати що конструкція розрахована вірно усі деталі пройшли перевірку за міцністю.

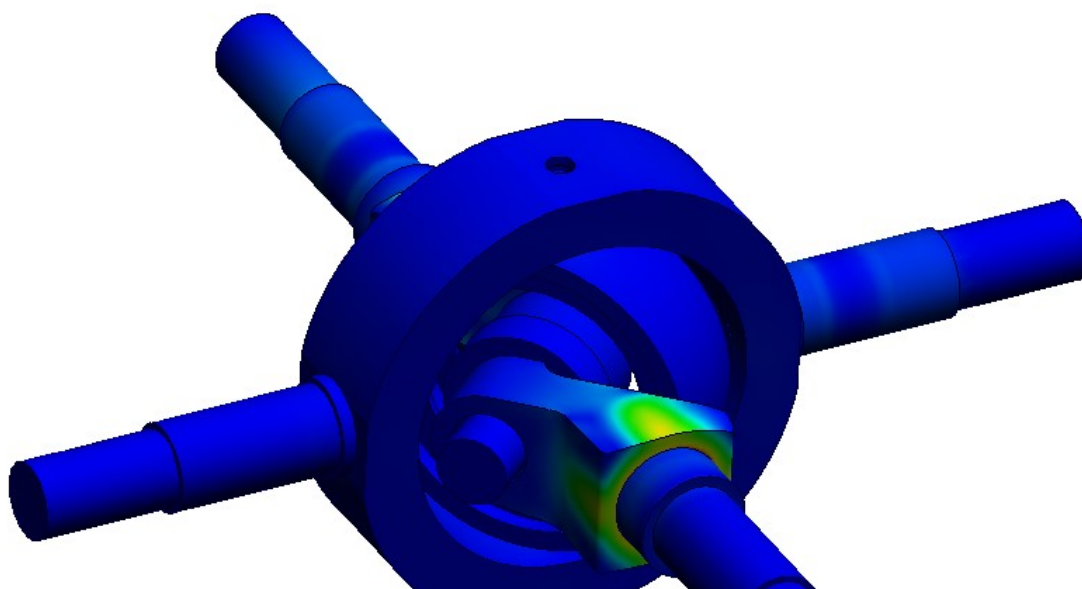


Рис. 2.19 – Розподіл напружень у вузлі

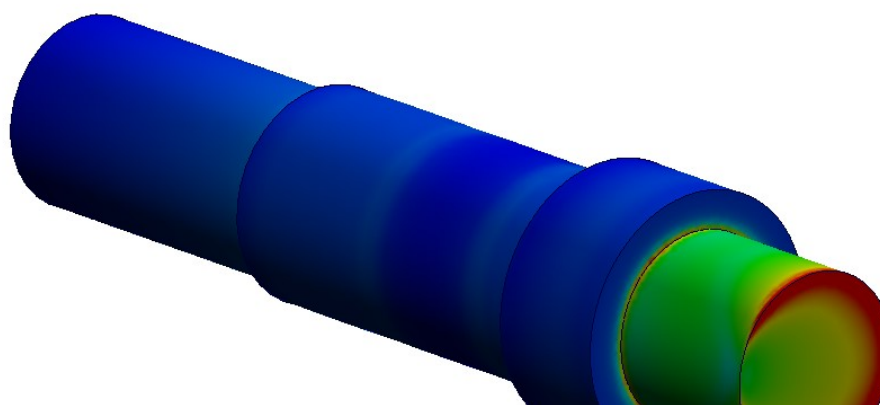


Рис. 2.20 – Розподіл напружень на деталі напів-вал

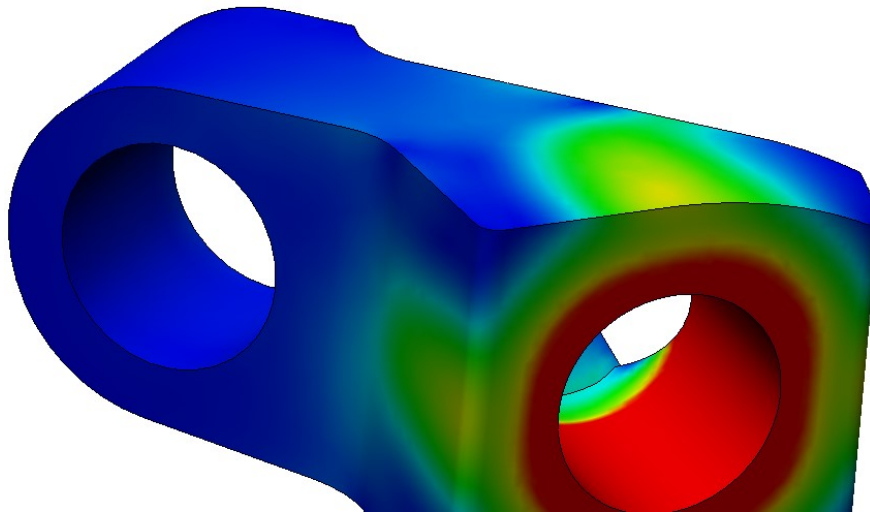


Рис. 2.21 – Розподіл напружень на деталі важіль

За результатами досліджень друга конструкція характеризується підвищеними напруженнями у деталях напів-вала та важеля, що сягають значення близько 360 МПа. Однак ці напруження виникають переважно внаслідок посадки з натягом і для стискаючих навантажень не перевищують допустимих меж. Таким чином, можна стверджувати, що конструкція спроектована коректно, а всі її елементи успішно пройшли перевірку на міцність.

Таким чином, обидві конструкції пройшли перевірку на міцність і відповідають заданим технічним вимогам. Перша конструкція має більш рівномірний характер напружень, тоді як друга потребує ретельнішого технологічного контролю при складанні, але також забезпечує необхідний рівень надійності та довговічності.

2.19 Аналіз відмінностей конструкцій

У ході дослідження було розглянуто дві конструкції механізму, кожна з яких має свої сильні сторони та певні обмеження як з точки зору технологічності, так і з конструктивного виконання.

Перша конструкція характеризується підвищеною технологічністю. Використання стандартних, простих у виготовленні деталей забезпечує зручність складання та регулювання, спрощує процес технічного обслуговування, а також сприяє зниженню собівартості виробництва. Такий підхід робить конструкцію більш доступною для серійного виготовлення та практичного застосування.

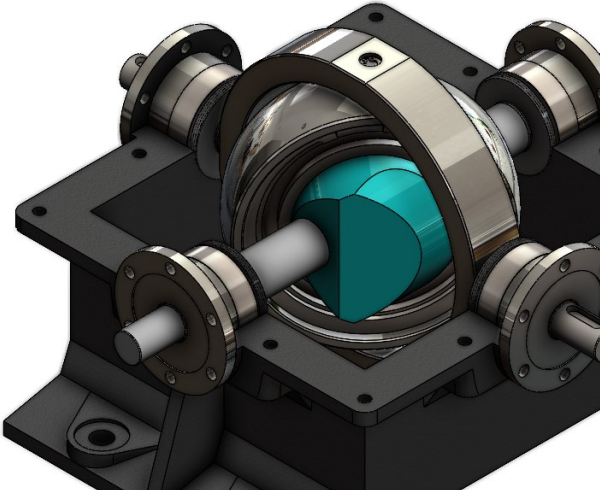
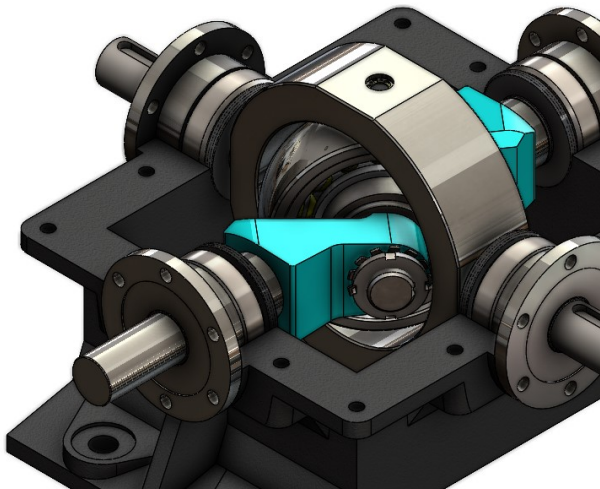
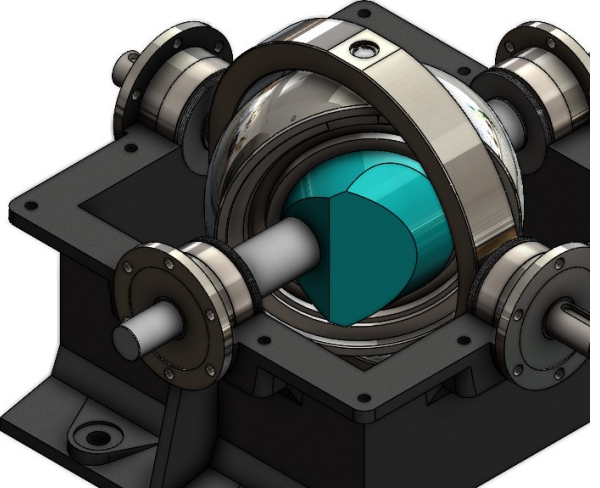
Друга конструкція, навпаки, орієнтована на роботу в умовах значних навантажень. Вона не має обмежень щодо передавання крутного моменту, що дозволяє механізму ефективно функціонувати при високих силових параметрах. Разом із тим, така схема потребує більш точного виготовлення окремих елементів, ретельного та контролю якості. Це підвищує вимоги до виробничого процесу, але водночас забезпечує розширені можливості експлуатації в умовах інтенсивної роботи.

Таким чином, перша конструкція є більш економічною та технологічно простою, тоді як друга – більш надійною при великих навантаженнях, але складнішою у виробництві.

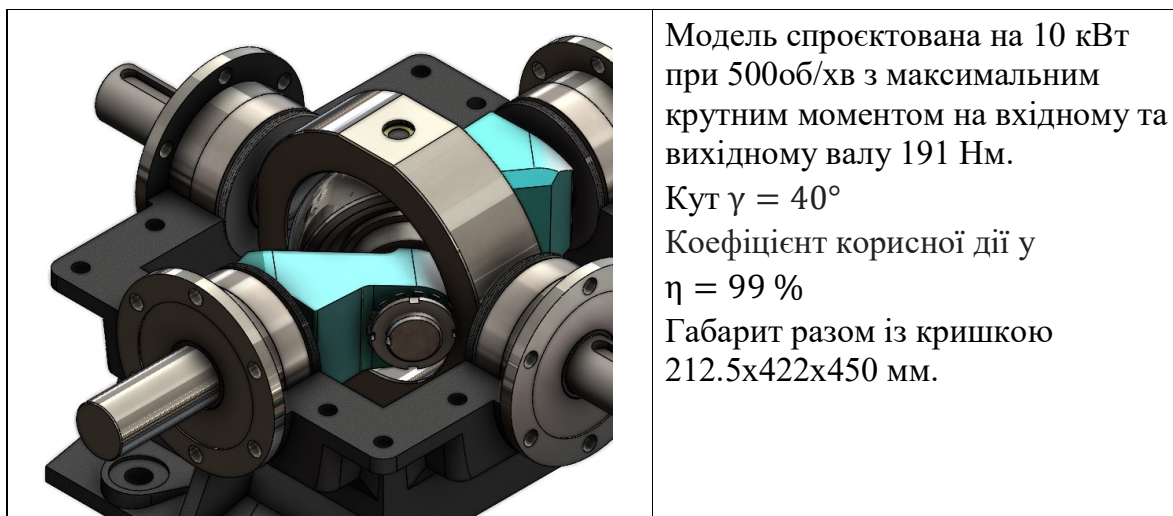
2.20 Порівняння характеристик спроектованих варіантів

У процесі проєктування було виконано розрахунок основних параметрів для двох варіантів конструкції сферичного кривошипно-повзунного механізму. Отримані результати наведено у таблиці, що дозволяє наочно порівняти їхні характеристики та визначити переваги кожного виконання.

Таблиця 2.13 – Зведена таблиця результатів проєктування

	<p>Модель спроектована на 5 кВт при 1000 об/хв з максимальним крутним моментом на вхідному та вихідному валу 47.75 Нм. Кут $\gamma = 40^\circ$ Коефіцієнт корисної дії у $\eta = 99\%$ Габарит разом із кришкою 252x383x392 мм.</p>
	<p>Модель спроектована на 5 кВт при 1000 об/хв з максимальним крутним моментом на вхідному та вихідному валу 47.75 Нм. Кут $\gamma = 40^\circ$ Коефіцієнт корисної дії у $\eta = 99\%$ Габарит разом із кришкою 176x307x334 мм.</p>
	<p>Модель спроектована на 15 кВт при 2000 об/хв з максимальним крутним моментом на вхідному та вихідному валу 71.63 Нм. Кут $\gamma = 40^\circ$ Коефіцієнт корисної дії у $\eta = 99\%$ Габарит разом із кришкою 469x776x790 мм.</p>

Продовження таблиці 2.13



2.21 Огляд програми для автоматизованого проектування

Для більш наочного та ефективного порівняння обох конструкцій було створено параметричну модель механізму та розроблено спеціалізовану програму, що забезпечує повний розрахунок і перебудову всієї конструкції. Такий підхід дозволяє швидко оцінювати різні варіанти конструкцій.

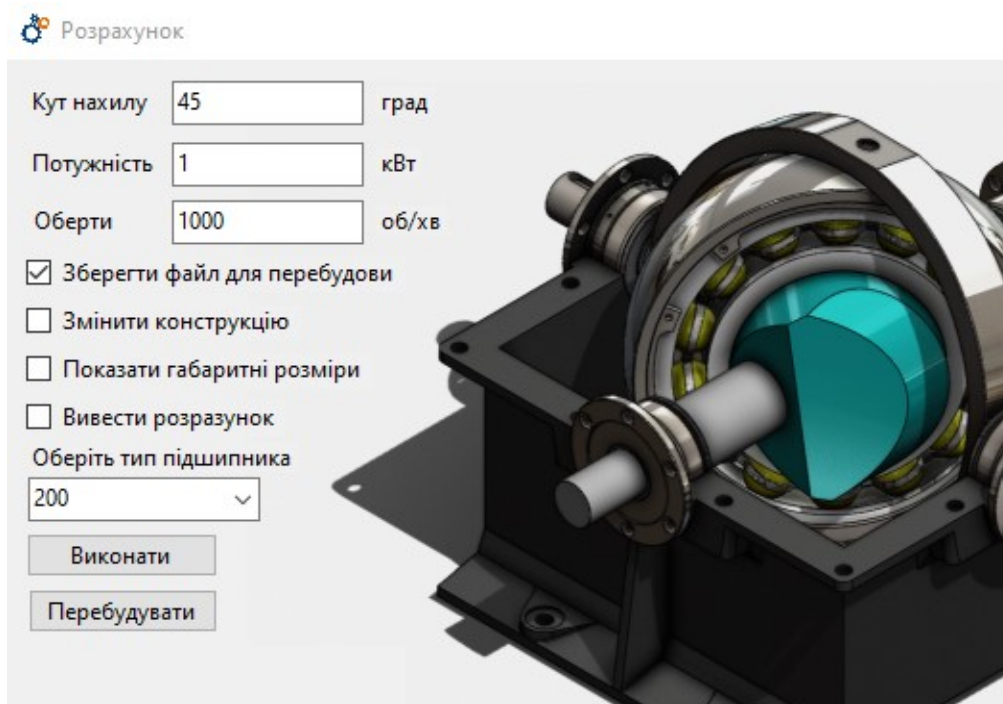


Рис. 2.22 – Програма для розрахунку

Ця програма містить у собі розрахунок для обох варіантів конструкцій з можливістю перегляду результату обчислення. У ній ми можемо створити модель за такими вхідними параметрами як кут нахилу γ необхідну потужність, оберти та є можливість обрати необхідний тип підшипника та примусово замінити підшипник якщо це потрібно з конструктивних міркувань. Також є можливість змінити матеріал розрахункових деталей та змінити коефіцієнти які ми використовували в процесі проектування. Оскільки параметрична модель перебудовується за допомогою txt файлу з усіма потрібними розмірами для перебудови моделі було додатково створені налаштування моделі за допомогою програмного забезпечення через API що дозволяє автоматично міняти файл з рівняннями для всієї збірки та перебудовувати всю збірку через елементи керування.

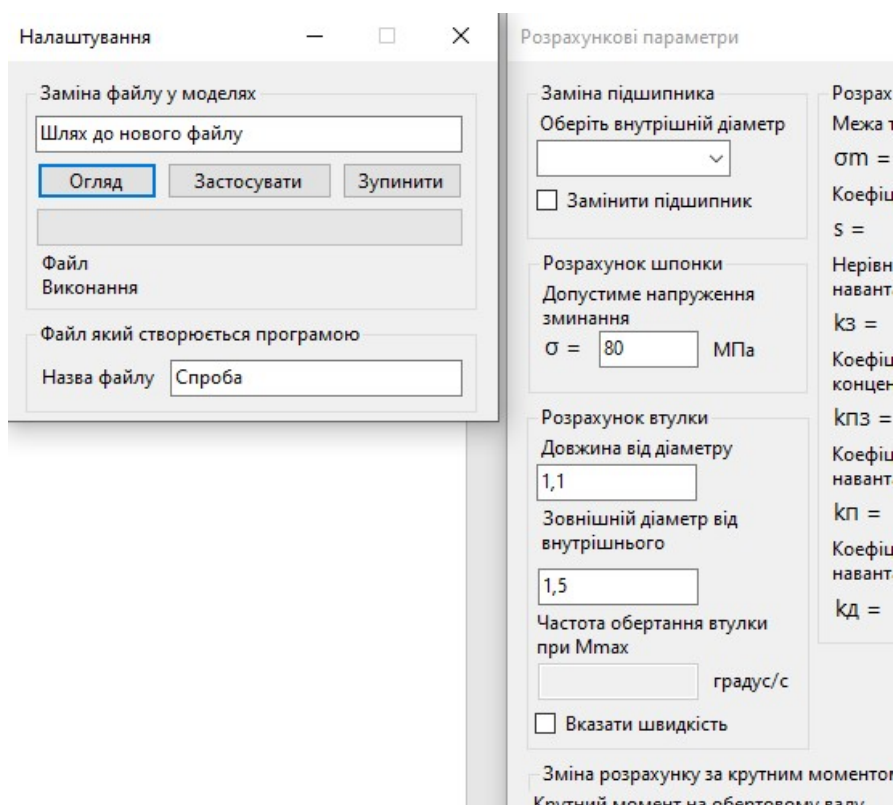


Рис. 2.23 – Можливості програмного налаштування

3 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз технологічних особливостей виготовлення ключових деталей

Не менш значущим аспектом, ніж конструювання механізму, є забезпечення реальної можливості виготовлення всіх його деталей у виробничих умовах. Конструкція повинна бути не лише функціональною та відповідати розрахунковим параметрам, але й технологічною, тобто такою, що допускає застосування стандартних методів обробки, сучасного обладнання та інструментів. Важливо враховувати доступність матеріалів, раціональність вибору технологічних баз, а також економічність процесів виготовлення.

Розглядаємо деталь Кривошип:

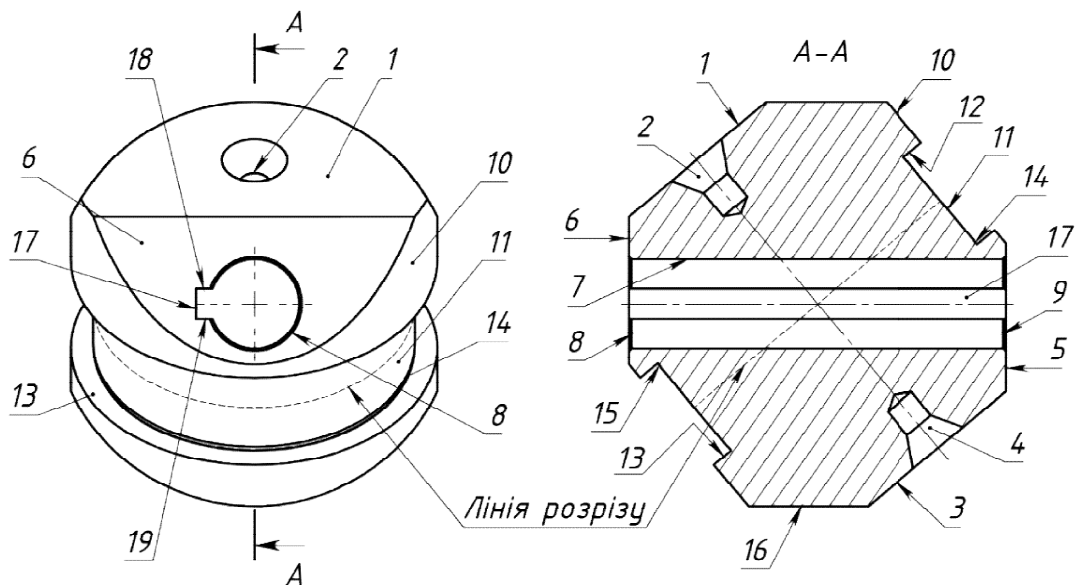


Рисунок 3.1 – Ескіз деталі “Кривошип”

Здана деталь належить до класу тіл обертання, що значно спрощує процес її виготовлення та забезпечує технологічну зручність при механічній обробці. Основною робочою поверхнею, яка здійснює перетворення руху, виступає циліндрична поверхня 11. Вона розташована під певним кутом до отвору 17, який у подальшому позначається символом γ .

Ключовим та водночас найбільш складним завданням у процесі виготовлення цієї деталі є забезпечення точного співпадіння осей отвору 17 та циліндричної поверхні 11 в одній площині. Будь-які відхилення від співпадіння осей призводять до виникнення небажаних вібрацій у роботі механізму, що, у свою чергу, знижує експлуатаційну надійність вузла та скорочує термін служби підшипника.

Таблиця 3.1 – Операції механічної обробки “Кривошипа”

№ оп.	Назва, короткий зміст операції, технологічні бази	Верстат та оснащення
005	Заготівельна. Відрізати заготівку у розмір	Відрізний верстат JET JCOM-400T
010	Вертикально-фрезерна з ЧПК. Базування у призмах спец пристрою. Фрезерувати торець (поз. 1) начисто. Центрувати торець (поз. 2) тип А ДСТУ 2540. Повернути поворотний стіл на 180°. Фрезувати торець (поз. 3) начисто. Центрувати торець (поз. 4) тип А ДСТУ 2540 Повернути поворотний стіл на 90 – γ°. Фрезерувати лиску (поз. 5) начисто. Повернути поворотний стіл на 180°. Фрезерувати лиску (поз. 6) начисто. Центрувати торець.(поз. 6). Свердлувати отвір (поз. 17). Зенкувати фаску (поз. 8). Розгортати отвір (поз. 17) начисто. Поворот на 180°. Зенкувати фаску (поз. 9).	Вертикально фрезерний верстат HAAS VF-3, спец пристрій, поворотний стіл – HRT310XT
015	Токарна з ЧПК. Базування у центрових отворах. Точити поверхню (поз. 10) начисто. Точити канавку (поз. 11) Точити дві канавки (поз. 12,14) начисто.	Токарний верстат HAAS ST-10, центр рифлений, центр обертовий.

Продовження таблиці 3.1

020	Токарна з ЧПК. Базування у оправці. Точити поверхню (поз. 16) начисто.	Токарний верстат HAAS ST-10, оправка
025	Довбальна. Базування та затиск в призмах спец пристрою. Довбати шпонковий паз (поз. 17) начисто.	Вертикально довбальний верстат 7A 420, спец пристрій
030	Термообробка.	Електрична муфельна піч СНО 15/1100 I4A
035	Круглошліфувальна. Базування центрувальні отвори. Шліфувати (поз. 11) начисто.	Круглошліфу- вальний верстат MW500
040	Електроерозійна з ЧПК. Розрізати по центру деталі проводом 0.5 мм.	Дротяний електроерозійни й верстат G32S CHMER RDM
045	Контрольна.	Стіл контрольний, спец пристрій

Розглядаємо деталь важіль:

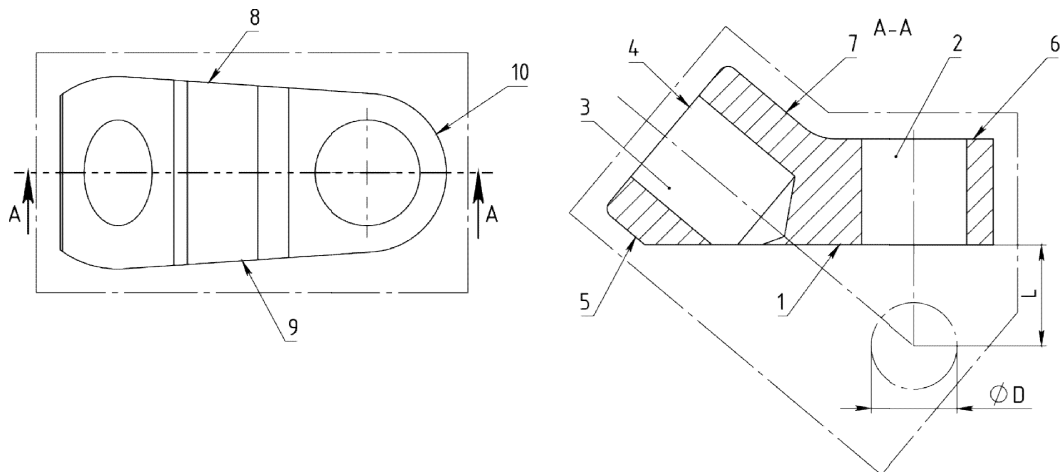


Рисунок 3.2 – Ескіз деталі “Важіль”

Задана деталь належить до класу плоских тіл, та заготовка буде виготовлятися з листового металу. Основні робочі поверхнею є торець 4, отвір 3 вони розташовані під певним кутом до отвору 2 та торцем 1, який ми позначаємо γ .

Ключовим завданням у процесі виготовлення цієї деталі є забезпечення точного співпадіння осей отвору 3 та 2 на відстані L в одній площині. Будь які відхилення від співпадіння осей будуть призводити до виникнення вібрацій у роботі механізму що погано вплине на його термін служби. Саме тому ми мусимо у заготовці спершу зробити отвір D і відносно нього на поворотному столі виготовити усі ключові поверхні. Хоч це і зменшує технологічність цієї деталі але це забезпечить працездатність та довговічність механізму в цілому.

Таблиця 3.2 – Операції механічної обробки “Важеля”

№ оп.	Назва, короткий зміст операції, технологічні бази	Верстат та оснащення
005	Заготівельна. Відрізати заготівку у розмір	Відрізний верстат JET JCOM-400T
010	Вертикально–свердлувальна Базування по чорновому торцю Свердлувати отвір D . Розточувати отвір D начисто.	Вертикально-свердлильний верстат STH S-Drill H50
015	Вертикально–фрезерна з ЧПК. Базування по отвору D спец пристрій. Фрезерувати торець (поз. 4) начисто. Центрувати торець.(поз. 4). Свердлувати отвір, зенкувати (поз. 3). Розточувати отвір (поз. 3) начисто. Повернути поворотний стіл на γ° . Фрезувати торець (поз. 6) начисто. Центрувати торець.(поз. 6). Свердлувати отвір, зенкувати (поз. 2). Розточувати отвір (поз. 2) начисто. Повернути поворотний стіл на $90^\circ - \gamma^\circ$. Фрезувати торець (поз. 7) начисто.	Вертикально фрезерний верстат HAAS VF-3, спец пристрій, поворотний стіл – HRT310XT

Продовження таблиці 3.2

020	Вертикально-фрезерна з ЧПК. Базування по торцю спец пристрій. Вивірити розташування отвору D. Фрезувати торець (поз. 1) начисто. Фрезувати торець (поз. 5) начисто.	Вертикально фрезерний верстат HAAS VF-3, спец пристрій
025	Вертикально-фрезерна з ЧПК. Базування по отвору (поз. 2) спец пристрій. Фрезерувати поверхні (поз 8,10,9) по контуру начисто.	Вертикально фрезерний верстат HAAS VF-3, спец пристрій
030	Контрольна.	Стіл контрольний, спец пристрій

Розглядаємо деталь повзун:

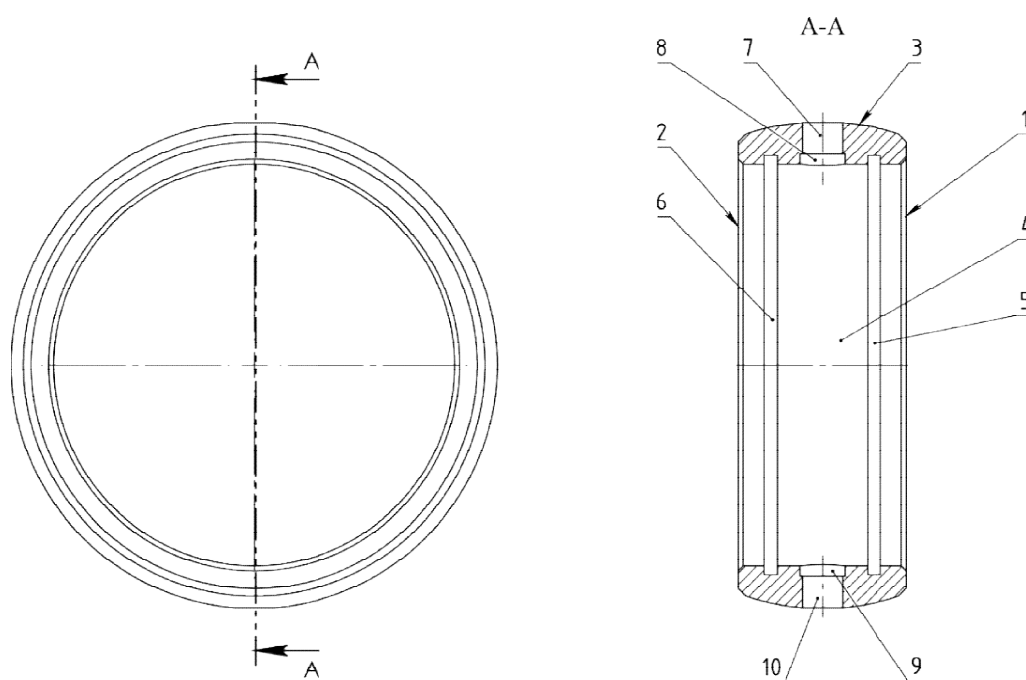


Рисунок 3.3 – Ескіз деталі “Повзун”

Здана деталь належить до класу тіл обертання. Основними робочими поверхнями виступають: циліндрична поверхня 4 яка необхідна для встановлення підшипника та циліндричні поверхні 7, 8, 9, 10 для встановлення

шипа. Завданням цієї деталі є перетворення крутного моменту який створюється на підшипникові у коливальний шипа.

Таблиця 3.3 – Операції механічної обробки “Повзун”

№ оп.	Назва, короткий зміст операції, технологічні бази	Верстат та оснащення
005	Заготівельна. Відрізати заготівку у розмір	Токарний верстат HAAS ST-10
010	Токарна з ЧПК. Базування у трьохкулачковому патроні. Торцювати поверхню (поз. 1) начисто	Токарний верстат HAAS ST-10
015	Токарна з ЧПК. Базування у трьохкулачковому патроні. Торцювати поверхню (поз. 2) начисто. Розточувати поверхню (поз. 4). Розточувати канавки (поз. 5,6).	Токарний верстат HAAS ST-10
020	Токарна з ЧПК. Базування у оправці. Точимо поверхню (поз. 3) начисто.	Токарний верстат HAAS ST-10, оправка
025	Круглошліфувальна. Базування у призмах. Шліфувати (поз. 4) начисто.	Круглошліфувальний верстат MW500, спец пристрій.
030	Вертикально-фрезерна з ЧПК. Базування по отвору (поз. 4) спец пристрій. Свердлувати отвір, (поз. 7). Розгортувати отвір (поз. 7) начисто. Розточувати отвір (поз. 8) начисто. Повернути поворотний стіл на 180°. Свердлувати отвір, (поз. 10). Розгортувати отвір (поз. 10) начисто. Розточувати отвір (поз. 7) начисто	Круглошліфувальний верстат MW500, спец пристрій, поворотний стіл – HRT310XT
035	Контрольна.	Стіл контрольний.

Розглядаємо деталь обойма:

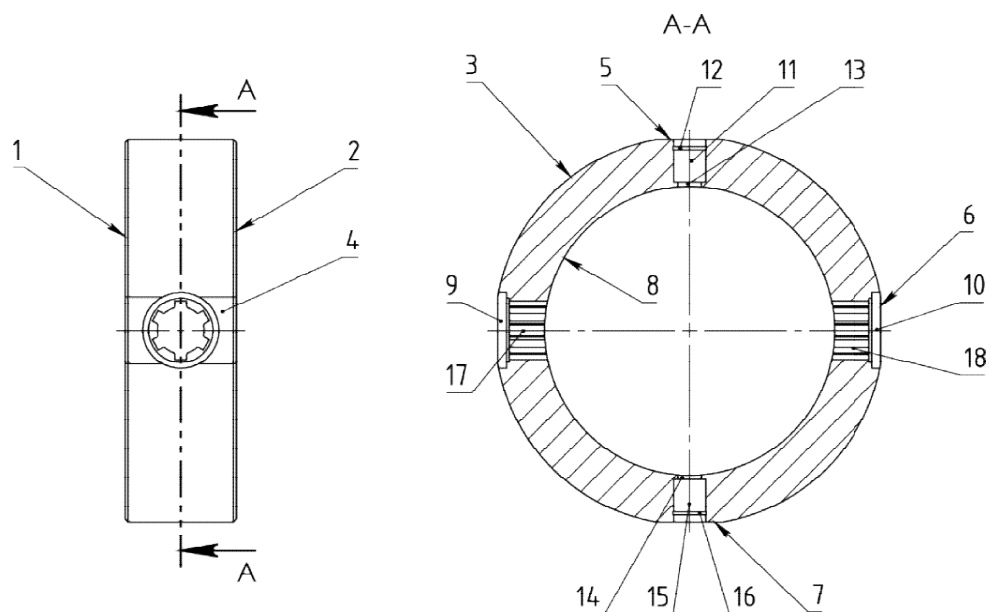


Рисунок 3.4 – Ескіз деталі “Обойма”

Здана деталь належить до класу тіл обертання. Основними робочими поверхнями виступають: циліндрична поверхня 12,15 яка необхідна для встановлення підшипника та шліцева поверхня 17,18 для встановлення напів-валу. Завданням цієї деталі є перетворення крутного моменту який створюється на повзуніві у коливальний рух напів-валу.

Таблиця 3.4 – Операції механічної обробки “Обойма”

№ оп.	Назва, короткий зміст операції, технологічні бази	Верстат та оснащення
005	Заготівельна. Відрізати заготівку у розмір	Токарний верстат HAAS ST-10
010	Токарна з ЧПК. Базування у трьохкулачковому патроні. Торцювати поверхню (поз. 1) начисто	Токарний верстат HAAS ST-10

Продовження таблиці 3.4

015	<p>Токарна з ЧПК. Базування у трьохкулачковому патроні. Торцювати поверхню (поз. 2) начисто Розточувати поверхню (поз. 8) начисто.</p>	<p>Токарний верстат HAAS ST-10</p>
020	<p>Вертикально-фрезерна з ЧПК. Базування по отвору (поз. 8) спец пристрій. Фрезерувати лиску (поз. 5) начисто. Свердлувати (поз. 13) начисто. Розфрезерувати отвір (поз. 11) начисто Фрезерувати паз (поз. 12) спец інструмент (при малих діаметрах слід замінити (поз. 12) на різьбу і встановити заглушку). Повернути поворотний стіл на 180°. Фрезерувати лиску (поз. 7) начисто. Свердлувати (поз. 14) начисто. Розфрезерувати отвір (поз. 15) начисто Фрезерувати паз (поз. 16) спец інструмент (при малих діаметрах слід замінити (поз. 16) на різьбу і встановити заглушку). Повернути поворотний стіл на 90°. Фрезерувати лиску (поз. 6) начисто. Свердлувати отвір під шліцеву поверхню (поз 18). Фрезерувати поверхню (поз.10) начисто. Зенкувати отвір під шліцеву поверхню (поз 18). Розгортувати отвір під шліцеву поверхню (поз. 18) начисто. Повернути поворотний стіл на 180°. Фрезерувати лиску (поз. 4) начисто. Свердлувати отвір під шліцеву поверхню (поз 17). Фрезерувати поверхню (поз. 9) начисто. Зенкувати отвір під шліцеву поверхню (поз 17). Розгортувати отвір під шліцеву поверхню (поз. 17) начисто.</p>	<p>Вертикально фрезерний верстат HAAS VF-3, спец пристрій, поворотний стіл – HRT310XT</p>
025	<p>Довбальна. Базування та затиск по лискам (поз 5,7). Довбати шпонковий паз (поз. 17) начисто. Повернути поворотний стіл на 180°. Довбати шпонковий паз (поз. 17) начисто</p>	<p>Вертикально довбальний верстат 7A 420, спец пристрій</p>

Продовження таблиці 3.4

030	Контрольна.	Стіл контрольний
-----	-------------	---------------------

Проведений аналіз технологічних особливостей виготовлення ключових деталей механізму підтвердив, що поряд із конструкторськими рішеннями визначальним чинником є їхня виробнича здійсненність. Конструкція кожної деталі повинна забезпечувати не лише відповідність функціональним вимогам, але й технологічність, тобто можливість застосування стандартних методів обробки, сучасного обладнання та інструментів. Важливим є правильний вибір технологічних баз, що гарантує точність взаємного розташування робочих поверхонь і отворів, адже навіть незначні відхилення можуть спричинити вібрації та зниження ресурсу вузлів.

Застосування верстатів з ЧПК, спеціальних пристроїв, контрольних операцій, а також термообробки та шліфування дозволяє досягти необхідної точності й чистоти поверхонь, забезпечуючи довговічність та надійність роботи механізму. Таким чином, конструкція розглянутих деталей відповідає вимогам технологічності та може бути ефективно реалізована у виробничих умовах, що гарантує оптимальність процесів виготовлення та стабільність експлуатаційних характеристик.

4 ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ПЕРЕТВОРЮВАЧА РУХУ

4.1 Практичні напрями використання конструкції

Сферичний кривошипно-повзунний механізм, завдяки своїй кінематичній схемі та особливостям перетворення руху, може бути використаний у тих технічних системах, де важливим є рівномірний розподіл навантаження протягом усього циклу роботи та стабільність функціонування при різних режимах. Найбільш доцільним його застосування є у компресорних установках, двигунах внутрішнього згоряння та альтернативних силових агрегатах, де рівномірність навантаження сприяє зниженню втрат енергії, зменшенню зношування деталей та підвищенню загальної ефективності. У таких системах запропонована конструкція дозволяє оптимізувати передачу руху, забезпечити компактність та надійність, а також створює умови для підвищення енергоефективності порівняно з традиційними схемами на базі колінчастого вала.

4.2 Інтеграція механізму у компресорну систему

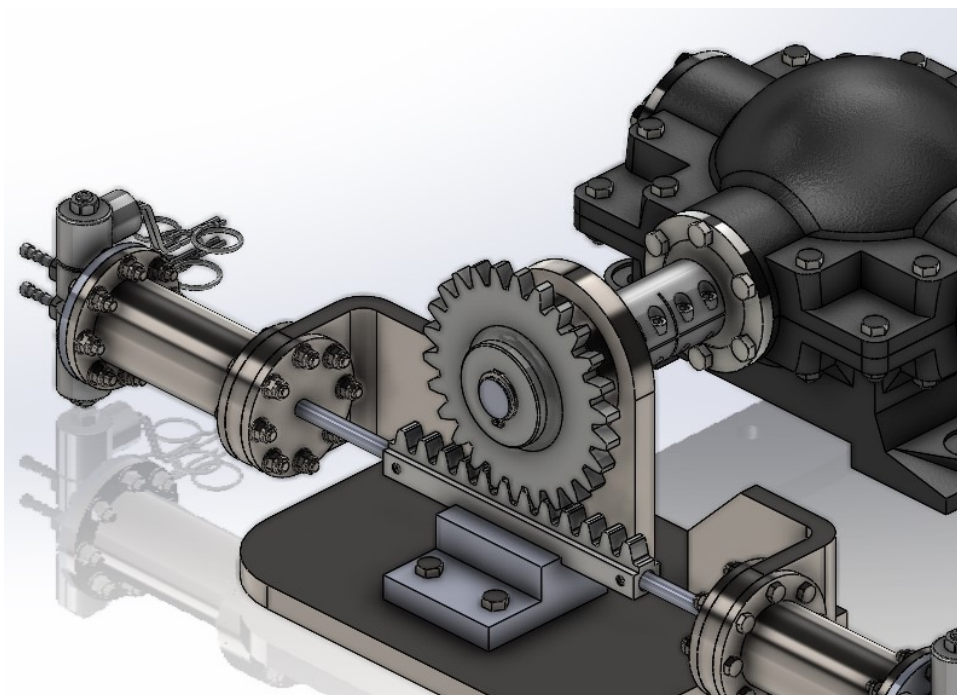


Рис. 4.1 – Компресор у зборі

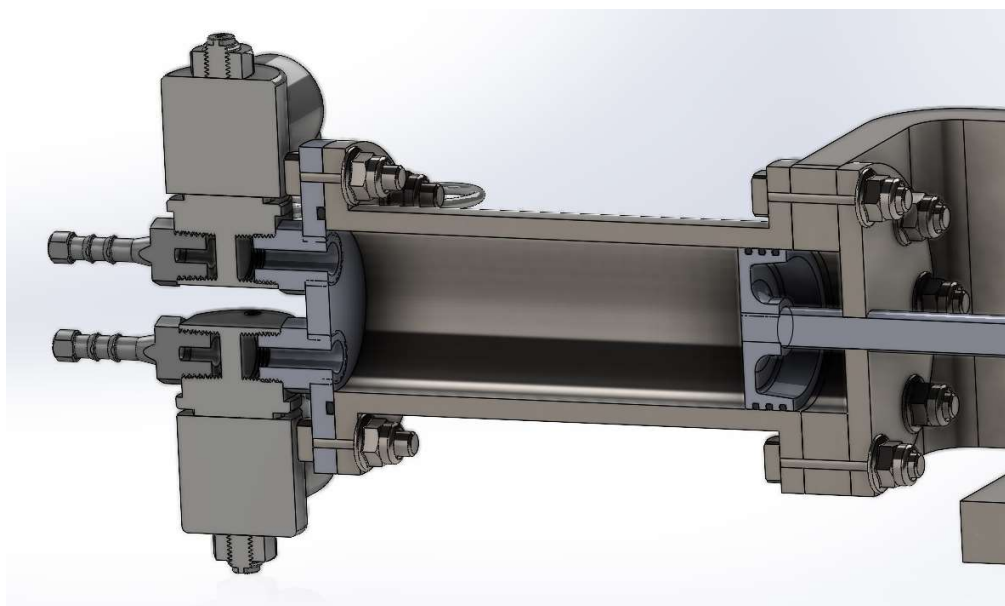


Рис. 4.2 – Циліндр в зборі

У попередніх розділах було наведено методику розрахунку перетворювача руху. На цьому етапі розглянемо приклад його практичного застосування, а саме інтеграцію з пневмокамерою у ролі компресора. Для початку нам потрібно розрахувати сам компресор.

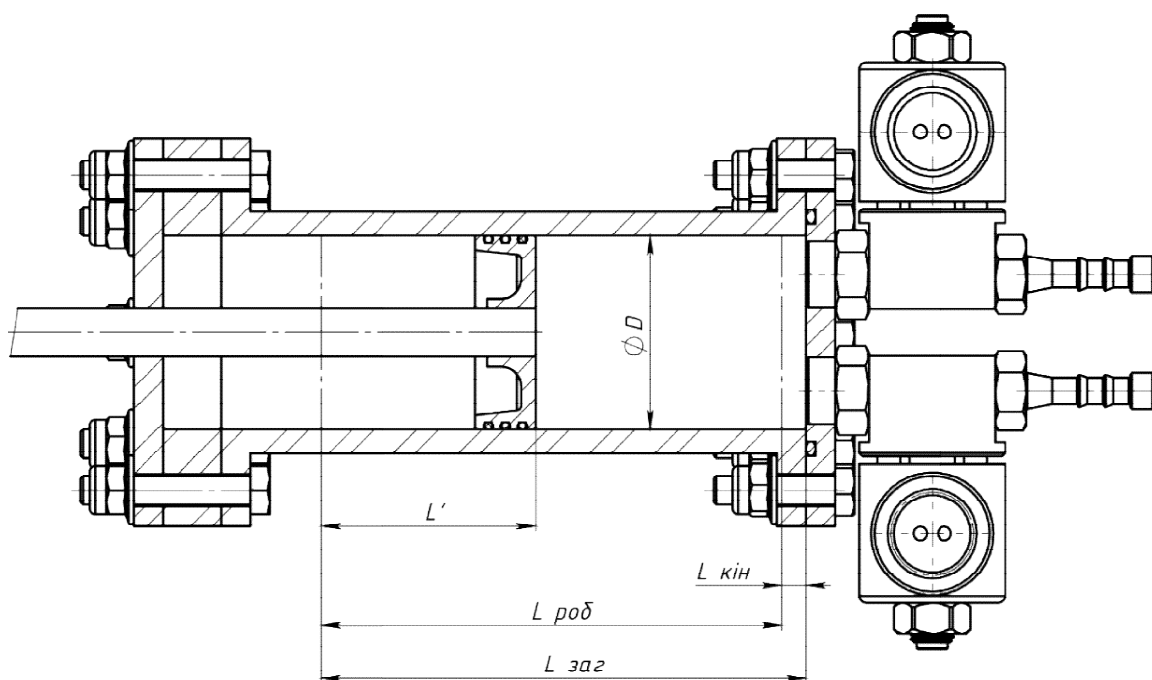


Рис. 4.3 – Розрахункова схема компресора

Розраховуємо приблизний діаметр поршня за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P_B}{\pi \cdot p_{max} \cdot \eta}} = 40 \text{ мм [7, с. 63]},$$

Де: P_B – сила максимальна на штоку поршня. Приймаємо $P_B = 2000 \text{ Н}$.

p_{max} – максимальний тиск стиснутого повітря. Тиск слід приймати за умовою:

$$p_{max} = p \cdot 2 \dots 3,$$

Де: p – максимальний тиск у ресивері.

η – коефіцієнт корисної дії циліндра. Приймається $\eta = 0,85 \dots 0,9$.

Діаметр циліндра потрібно округлити та прийняти згідно стандартного ряду: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250 мм.

Після того як ми прийняли діаметр поршня необхідно розрахувати який необхідний хід поршня такого діаметру щоб досягти потрібного тиску починаючи з 1 атмосфери.

Розраховуємо робочий хід поршня за формулою:

$$L_{роб} = L_{кін} \cdot k = 90 \text{ мм},$$

Де: $L_{кін}$ – відстань у кінцевому положенні від поршня до кришки циліндра. Приймаємо $L_{кін} = 5 \text{ мм}$.

k – коефіцієнт стиснення потрібно обирати чим більший але так щоб хід не був занадто великим. Приймаємо $k = 18$.

Розраховуємо зусилля на штоку при максимальному тиску в ресивері залежності від його положення за формулою:

$$P_B = A \cdot (p' - p_{сер}) \cdot \eta,$$

Де: $p_{сер}$ – тиск зовнішнього середовища. Приймаємо $p_{сер} = 1.01325 \text{ бар}$.

p' – робочий тиск у камері. Розраховуємо за формулою:

$$p' = p_{\text{рес}} \cdot \left(\frac{V_{\text{рес}}}{V_{\text{рес}} - V''} \right)^n$$

Де: $V_{\text{рес}}$ – об'єм ресивера. Приймаємо 200 л;

n – показник політропи. Приймаємо $n = 1$;

$p_{\text{рес}}$ – максимальний тиск у ресивері. Приймаємо 10 бар;

V'' – пройдений об'єм камери в залежності від положення поршня.

Розраховуємо за формулою:

$$V'' = A \cdot L',$$

Де L' – положення поршня від кінця. Мінімальна довжина яку слід приймати для розрахунку розраховується далі як L_{mn} ;

A – площа поршня: Розраховуємо за формулою:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1256 \text{ мм}^2;$$

Усі подальші рівняння будуть виведені з рівняння Пуассона, розглянемо принцип роботи нашого компресора у найгіршому випадку, отже спочатку у циліндрові початковий тиск 1 атмосфера поршень починає рух та стискає повітря до 10 bar в процесі цього стиснення відбувається адіабатне стиснення після чого при 10 bar у нас відкривається клапан та з'єднує поршень з ресивером у цей момент стиснення перестає бути адіабатним та стає ізотермічним після чого поршень йде до кінцевої точки та в кінці клапан закривається, далі поршень йде до початкової точки та у моменті коли тиск у циліндрові стає 1 атмосфера тоді відкривається клапан для засмоктування атмосферного повітря, далі процес повторюється.

Рівняння Пуассона:

$$P \cdot V^n = \text{const} [8, \text{с. 23}],$$

Де: n – показник політропи. Для адіабатного процесу $n = 1.4$, а при ізотропному $n = 1$;

Розраховуємо об'єм який потрібно стиснути при усіх закритих клапанах для досягнення тиску у циліндрі за формулою:

$$V_{mn} = V_{\text{кін}} \cdot \left(\frac{p_{\text{рес}}}{p_{\text{сер}}} \right)^{\frac{1}{n}} = 96114 \text{ мм}^3,$$

Де: n – потрібно брати як для адіабатного процесу $n = 1.4$;

Розраховуємо величину переміщення поршня для об'єму V_{mn} за формулою:

$$L_{mn} = \frac{V_{mn}}{A} = 76 \text{ мм};$$

Таблиця 4.1 – Зведена таблиця зміни зусилля при переміщенні штоку при повному ресивері з тиском $p_{\text{рес}} = 10 \text{ bar}$.

L'	10	20	30	40	50	60	70	76.5	80	90
P_B	19.3	45	52.9	131.7	211.6	349.1	628.2	952	1032	1032

Оскільки всі компресори характеризуються не тільки максимальним тиском але продуктивністю яка вимірюється в літрах на хв.

Розраховуватися продуктивність для 1 циліндра буде за формулою:

$$V'_{\text{прд}} = (V_{\text{заг}} - V_{\text{кз}}) \cdot n' \cdot \eta \text{ [9, с. 14]},$$

Де: n' – оберти обертового вала. Приймаємо 1000 об/хв.

$V_{\text{заг}}$ – об'єм робочого ходу поршня. Визначаємо за формулою:

$$V_{\text{заг}} = V_{\text{роб}} + V_{\text{кін}} = 119380.5 \text{ мм}^3$$

Де: $V_{\text{роб}}$ – об'єм робочого ходу поршня. Визначаємо за формулою:

$$V_{\text{роб}} = A \cdot L_{\text{роб}} = 113097.5 \text{ мм}^3 ;$$

$V_{\text{кін}}$ – об'єм стиснутої камери. Розраховуємо за формулою:

$$V_{\text{кін}} = A \cdot L_{\text{кін}} = 6283 \text{ мм}^3;$$

$V_{\text{кз}}$ – компресійний залишок. Визначаємо за формулою:

$$V_{\text{кз}} = V_{\text{кін}} \cdot \left(\frac{p_{\text{рес}}}{p_{\text{сер}}} \right)^{\frac{1}{n}},$$

Де: $p_{\text{рес}}$ – тиск у ресивері. Залежить від його наповнення.

Таблиця 4.2 – Зведена таблиця зміни продуктивності від зміни тиску у ресивері

$p_{\text{рес}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V'_{\text{прд}}$	639.5	604	568.5	532	497.4	462	426.4	390.8	355.3	319.8

Розраховуємо середню продуктивність компресора за формулою:

$$V_{\text{прд}} = 2 \cdot \frac{V'_{\text{прдmax}} + V'_{\text{прдmin}}}{2} = 959.326 \text{ л/хв},$$

Де: $V'_{\text{прдmax}}$ та $V'_{\text{прдmin}}$ – максимальне та мінімальне значення продуктивності;

Після розрахунку компресора необхідно підібрати вірний кут γ для цього необхідно порахувати необхідний крутний момент на коливальному валу. Розрахунок проводимо за формулою:

$$T = P_B \cdot R = 67.08 \text{ Нм},$$

Де R – це радіус шестерні. Його слід приймати в залежності від обраного кута γ тому що при великих кутах переміщення буде замалим і потрібно буде ставити шестерню з великим діаметром. Тому потрібно балансувати між кутом так щоб його було достатньо для робочого ходу і щоб шестерня була в міру за розмірами. У нашому випадку ми приймаємо $R = 65$.

Тоді розраховуємо необхідний кут γ за формулою:

$$\gamma' = 90 - \frac{90 \cdot L_{\text{роб}}}{\pi \cdot R} = 50.334^\circ;$$

Потрібно округлити і прийняти менше ціле значення значення як $\gamma = 50^\circ$;

Розраховуємо кут a' повороту від переміщення поршня за формулою:

$$a' = \frac{180 \cdot L'}{\pi \cdot R} ;$$

Розраховуємо кут переміщення враховуючи зіцнення через неточність переміщення. В подальшому ми у конструкції просто додаємо запас ходу на початку циліндра.

$$a = a' + 2 \cdot (\gamma' - \gamma)$$

Таблиця 4.3 – Зведена таблиця зміни крутного моменту від кута переміщення a

L'	10	20	30	40	50	60	70	76.5	80	90
a'	8.81°	17.63°	26.44°	35.26°	44.07°	52.89°	61.7°	67.43°	70.52°	79.33°
a	9.48°	18.3°	27.11°	35.93°	44.74°	53.56°	62.37°	68.10°	71.19°	80°
P_B	19.3	45	52.9	131.7	211.6	349.1	628.2	952	1032	1032

Таблиця 4.4 – Зведена таблиця зміни швидкості обертання приводного валу відносно коливального при 1000 об на хв $\gamma = 50^\circ$

φ_1°	ω_2	φ_1°	ω_2	φ_1°	ω_2
1–180	2	31–150	1642	61–120	3696
2–179	51	32–149	1704	62–119	3766
3–178	103	33–148	1766	63–118	3836
4–177	154	34–147	1828	64–117	3905
5–176	206	35–146	1891	65–116	3974
6–175	258	36–145	1955	66–115	4041
7–174	309	37–144	2019	67–114	4107
8–173	361	38–143	2084	68–113	4173

Продовження таблиці 4.4

9–172	413	39–142	2150	69–112	4236
10–171	466	40–141	2216	70–111	4299
11–170	518	41–140	2283	71–110	4359
12–169	571	42–139	2350	72–109	4418
13–168	624	43–138	2418	73–108	4475
14–167	677	44–137	2486	74–107	4530
15–166	730	45–136	2555	75–106	4583
16–165	784	46–135	2624	76–105	4634
17–164	838	47–134	2694	77–104	4682
18–163	893	48–133	2765	78–103	4727
19–162	948	49–132	2835	79–102	4770
20–161	1003	50–131	2906	80–101	4810
21–160	1059	51–130	2978	81–100	4847
22–159	1115	52–129	3049	82–99	4881
23–158	1171	53–128	3121	83–98	4912
24–157	1228	54–127	3193	84–97	4939
25–156	1286	55–126	3265	85–96	4964
26–155	1344	56–125	3337	86–95	4984
27–154	1403	57–124	3410	87–94	5002
28–153	1462	58–123	3481	88–93	5015
29–152	1521	59–122	3553	89–92	5025
30–151	1582	60–121	3625	90–91	5032

Розраховуємо максимальний крутний момент за формулою:

$$k_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

Де: ω_1 – кутова швидкість обертового валу при 1000 об на хв рівна 6000 градусів/с

Таблиця 4.5 – Зведена таблиця зміни крутного моменту 1000 об на хв
 $\gamma = 50^\circ$

φ_1°	a°	k_2	φ_1°	a°	k_2	φ_1°	a°	k_2
1–180	0–80	3000	31–150	4,017– 75,983	3,65	61– 120	17,341– 62,659	1,62
2–179	0,004– 79,996	117,64	32–149	4,299– 75,701	3,52	62– 119	17,968– 62,032	1,59
3–178	0,017– 79,983	58,25	33–148	4,59– 75,41	3,39	63– 118	18,607– 61,393	1,56
4–177	0,039– 79,961	38,96	34–147	4,892– 75,108	3,28	64– 117	19,258– 60,742	1,53
5–176	0,069– 79,931	29,12	35–146	5,205– 74,795	3,17	65– 116	19,921– 60,079	1,5
6–175	0,108– 79,892	23,25	36–145	5,529– 74,471	3,06	66– 115	20,594– 59,406	1,48
7–174	0,156– 79,844	19,41	37–144	5,863– 74,137	2,97	67– 114	21,279– 58,721	1,46
8–173	0,212– 79,788	16,62	38–143	6,208– 73,792	2,87	68– 113	21,975– 58,025	1,43
9–172	0,277– 79,723	14,52	39–142	6,564– 73,436	2,79	69– 112	22,682– 57,318	1,41
10– 171	0,351– 79,649	12,87	40–141	6,931– 73,069	2,7	70– 111	23,399– 56,601	1,39
11– 170	0,434– 79,566	11,58	41–140	7,309– 72,691	2,62	71– 110	24,126– 55,874	1,37
12– 169	0,525– 79,475	10,5	42–139	7,699– 72,301	2,55	72– 109	24,864– 55,136	1,35
13– 168	0,626– 79,374	9,61	43–138	8,1– 71,9	2,48	73– 108	25,61– 54,39	1,34
14– 167	0,735– 79,265	8,86	44–137	8,512– 71,488	2,41	74– 107	26,367– 53,633	1,32
15– 166	0,853– 79,147	8,21	45–136	8,936– 71,064	2,34	75– 106	27,132– 52,868	1,3
16– 165	0,98– 79,02	7,65	46–135	9,372– 70,628	2,28	76– 105	27,905– 52,095	1,29
17– 164	1,117– 78,883	7,15	47–134	9,819– 70,181	2,22	77– 104	28,687– 51,313	1,28

Продовження таблиці 4.5

18–163	1,262–78,738	6,71	48–133	10,278–69,722	2,16	78–103	29,476–50,524	1,26
19–162	1,417–78,583	6,32	49–132	10,749–69,251	2,11	79–102	30,273–49,727	1,25
20–161	1,581–78,419	5,98	50–131	11,232–68,768	2,06	80–101	31,077–48,923	1,24
21–160	1,754–78,246	5,66	51–130	11,727–68,273	2,01	81–100	31,886–48,114	1,23
22–159	1,937–78,063	5,38	52–129	12,234–67,766	1,96	82–99	32,702–47,298	1,22
23–158	2,129–77,871	5,12	53–128	12,753–67,247	1,92	83–98	33,522–46,478	1,22
24–157	2,331–77,669	4,88	54–127	13,284–66,716	1,87	84–97	34,347–45,653	1,21
25–156	2,542–77,458	4,66	55–126	13,827–66,173	1,83	85–96	35,177–44,823	1,2
26–155	2,763–77,237	4,46	56–125	14,383–65,617	1,79	86–95	36,01–43,99	1,2
27–154	2,994–77,006	4,27	57–124	14,95–65,05	1,75	87–94	36,845–43,155	1,19
28–153	3,235–76,765	4,1	58–123	15,53–64,47	1,72	88–93	37,683–42,317	1,19
29–152	3,485–76,515	3,94	59–122	16,121–63,879	1,68	89–92	38,523–41,477	1,19
30–151	3,746–76,254	3,79	60–121	16,725–63,275	1,65	90–91	40–40	1,19

Розраховуємо максимальне зусилля на вихідному валу за формулою:

$$T_2 = P_B \cdot R;$$

Розраховуємо крутний момент на обертовому валу за формулою:

$$T_1 = \frac{T_2}{k_2};$$

Де: k_2 – слід обирати до відповідного кута переміщення;

Таблиця 4.6 – Зведена таблиця зміни крутного моменту від кута переміщення a°

L'	10	20	30	40	50	60	70	76.5	80	90
a	9.48°	18.3°	27.11°	35.93°	44.74°	53.56°	62.37°	68.10°	71.19°	80°
T_2	1,25	2,93	3,44	8,56	13,75	22,69	40,83	67,04	67,08	67,08
k_2	2,28	1,56	1,3	1,2	1,2	1,32	1,59	2,01	2,34	3000
T_1	0,55	1,88	2,65	7,13	11,46	17,19	25,68	33,35	28,67	0,02

Розраховуємо максимальну потужність двигуна за формулою:

$$P = \frac{T_1 \cdot n'}{9550} = 3.5 \text{ кВт [2, с. 34];}$$

Розрахунки шестерні та необхідного діаметра штока виконуються із застосуванням сучасного програмного забезпечення Autodesk Inventor, яке забезпечує комплексний інженерний аналіз та дозволяє поєднувати процеси моделювання, перевірки міцності й оптимізації конструкції в єдиному середовищі.

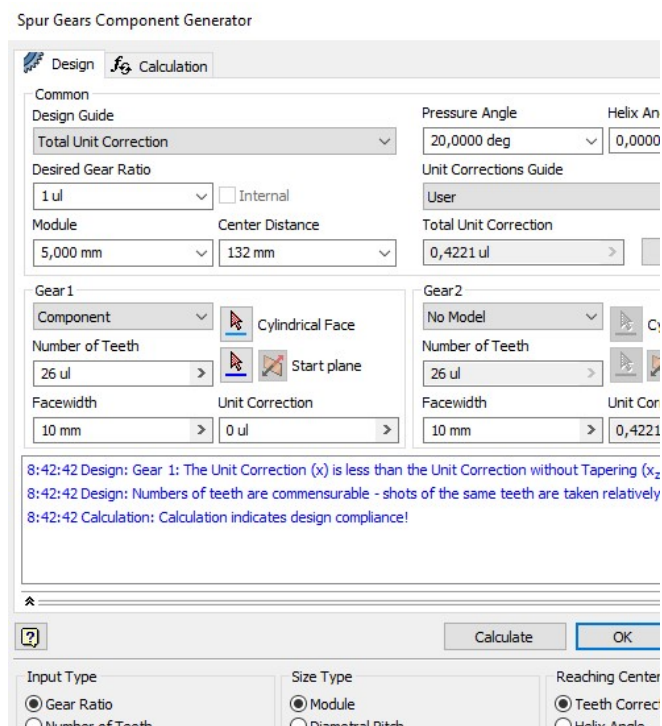


Рис. 4.3 – Розрахунок параметрів шестерні

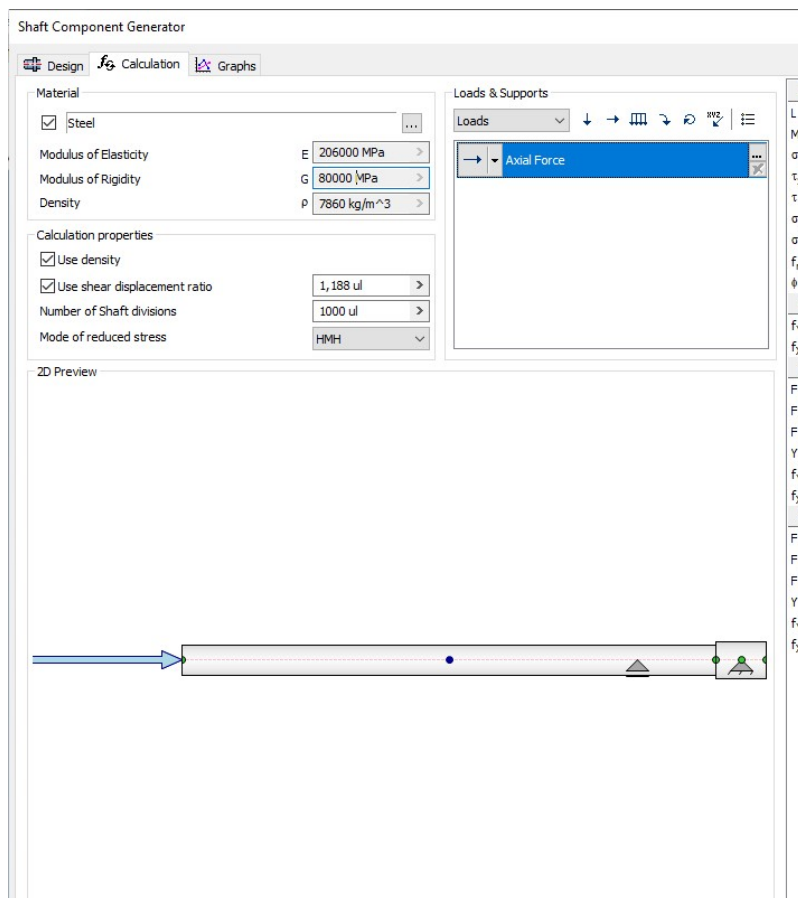


Рис. 4.4 – Розрахунок параметрів штоку циліндра

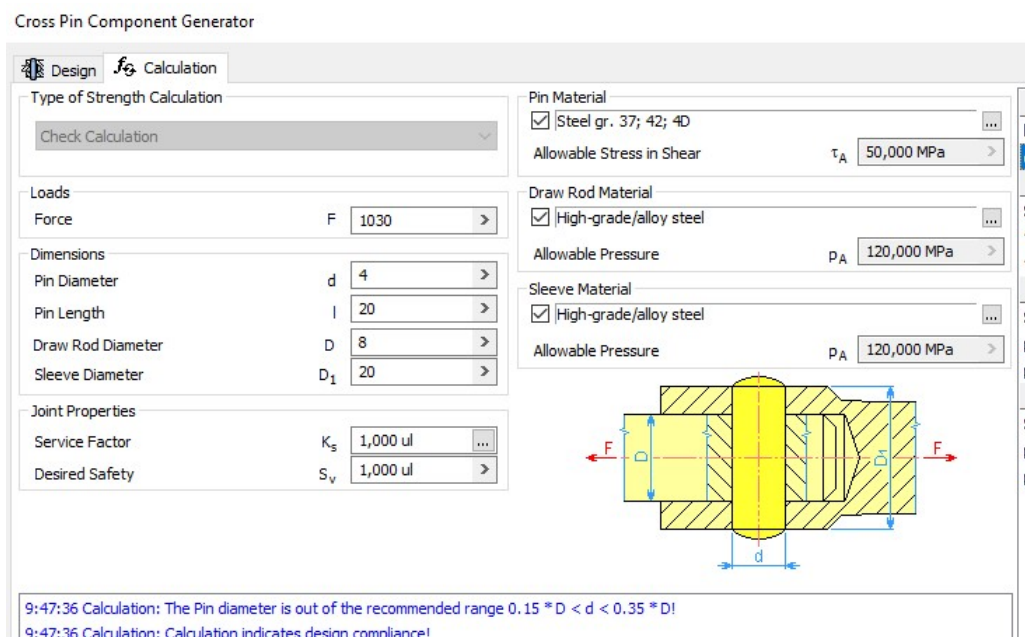


Рис. 4.5 – Розрахунок параметрів штифта

Програмне середовище Autodesk Inventor дозволило виконати перевірку на міцність зубців, оцінити контактні напруження та визначити ресурс роботи шестерні при заданих умовах експлуатації та оцінити необхідний поперечний переріз штоку циліндра та штифта. Отримані результати підтвердили відповідність конструкції вимогам міцності та надійності, що забезпечує стабільну роботу механізму.

Таблиця 4.6 – Зведена таблиця порівняння параметрів компресорів

	Проектний	ВКП LB КП LB 40-10-200	ВКП LB R 1000-10-500
Робочий тиск	10 бар	10 бар	10 бар
Продуктивність	959.3 л/хв	440 л/хв	1000 л/хв
Об'єм ресивера	200 л	200 л	500 л
Кількість циліндрів	2	3	3
Потужність електродвигуна	3.5 кВт	3 кВт	7.5 кВт
Тип приводу	Поршневий	Поршневий	Поршневий

Проведені розрахунки підтвердили, що спроектований компресор, побудований на основі сферичного кривошипно-повзунного механізму, має істотні переваги порівняно з промисловими аналогами. Найважливішою з них є підвищена енергоефективність, яка засвідчує практичну доцільність використання запропонованої конструкції в умовах реальної експлуатації.

Аналіз отриманих результатів показав, що застосування нової кінематичної схеми сприяє зменшенню втрат потужності, оптимізації роботи механізму та більш раціональному використанню енергетичних ресурсів. Це створює передумови для подальшого вдосконалення компресорних систем і відкриває перспективи їх широкого впровадження у сучасне машинобудування та промислове виробництво.

ОХОРОНА ПРАЦІ

Проектування та експлуатація компресорних установок на основі сферичного кривошипно-повзунного механізму вимагає особливої уваги до питань охорони праці. Це пов'язано з тим, що робота обладнання супроводжується підвищеними механічними навантаженнями, вібраціями, шумом, а також дією високого тиску у робочих камерах. Усі ці фактори можуть негативно впливати як на персонал, так і на надійність самої установки, тому їх необхідно враховувати ще на етапі проектування.

Одним із ключових аспектів є зменшення впливу шуму та вібрацій. Відомо, що тривала дія шуму призводить до зниження працездатності та розвитку професійних захворювань. Тому конструкція компресора повинна передбачати використання матеріалів та рішень, які знижують рівень шуму, а також забезпечувати мінімізацію вібраційних навантажень на корпус і фундамент. Це досягається завдяки правильному балансуванню рухомих деталей та застосуванню антивібраційних елементів.

Не менш важливим є питання безпеки при роботі з високим тиском. Робочі камери компресора піддаються значним навантаженням, що створює ризик розгерметизації або руйнування елементів. Для запобігання аварійним ситуаціям необхідно використовувати якісні ущільнення, регулярно контролювати стан з'єднань та передбачати запобіжні пристрої, які автоматично спрацьовують у разі перевищення допустимих параметрів.

Електробезпека також є невід'ємною складовою охорони праці. Усі електричні елементи компресорної установки повинні мати надійне заземлення, а система керування — захисні автомати, що унеможливають ураження струмом та пошкодження обладнання. Регулярна перевірка ізоляції кабелів і правильна організація електропроводки гарантують безпечну експлуатацію.

Важливим фактором є організація робочого місця. Правильне розташування обладнання, достатня освітленість, ефективна вентиляція та

відсутність сторонніх предметів у зоні роботи механізму створюють умови для зручного та безпечного обслуговування. Це знижує ризик травмування персоналу та підвищує продуктивність праці.

Додатково слід враховувати питання пожежної безпеки. Компресорні установки повинні бути обладнані системами пожежогасіння та сигналізації, а також мати доступні засоби первинного пожежогасіння. Персонал має проходити регулярні інструктажі з правил поведінки у разі виникнення пожежі чи аварійної ситуації.

Не менш важливим є забезпечення належних санітарно-гігієнічних умов. Робоча зона повинна мати ефективну вентиляцію для видалення можливих газових викидів, оптимальний мікроклімат та достатнє освітлення. Це сприяє збереженню здоров'я працівників і підвищує їхню працездатність.

Таким чином, охорона праці при експлуатації компресорної установки базується на комплексному підході, що включає врахування шумових та вібраційних навантажень, безпеки роботи під тиском, електробезпеки, пожежної безпеки, санітарно-гігієнічних умов та організації робочого середовища. Реалізація цих заходів забезпечує надійність обладнання, знижує виробничі ризики та гарантує безпечні умови праці персоналу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У процесі виконання роботи було здійснено комплексне дослідження сферичного кривошипно-повзунного механізму, що дозволило всебічно оцінити його кінематичні характеристики, технологічність деталей та можливі напрями практичного застосування. Проведений кінематичний аналіз показав, що дана схема забезпечує рівномірне перетворення обертального руху у зворотно-поступальний, що є важливою перевагою для компресорних установок та двигунних систем. Встановлено, що при малих кутах лянда механізм може бути використаний і в гідравлічних системах, де він здатний забезпечити необхідний розподіл напружень та стабільність роботи приводу. Таким чином, область застосування конструкції є досить широкою і охоплює як енергетичні установки, так і спеціалізовані машини.

Дослідження технологічності деталей підтвердило, що елементи механізму можуть бути виготовлені стандартними методами машинобудування, без необхідності застосування складних або дорогих технологічних процесів. Це робить конструкцію економічно доцільною та придатною для серійного виробництва. Розрахунки шестерні та штока, виконані за допомогою програмного забезпечення Autodesk Inventor, дозволили визначити оптимальні геометричні параметри, перевірити їх відповідність вимогам міцності та стійкості, а також оцінити запас надійності при реальних навантаженнях.

Важливим результатом роботи стало створення власної програми для розрахунку механізму, яка автоматизує процес аналізу та дозволяє швидко отримувати необхідні параметри для перевірки працездатності конструкції. Це програмне забезпечення може бути використане як у навчальних цілях, так і для практичного проектування аналогічних механізмів, що значно підвищує ефективність інженерних розрахунків та знижує ймовірність помилок.

Окремої уваги заслуговує створений у процесі роботи компресор, конструкція якого базується на сферичному кривошипно-повзунному

механізмі. Проведені розрахунки та моделювання підтвердили, що компресор забезпечує стабільне перетворення обертального руху у зворотно-поступальний із рівномірним розподілом навантажень на основні вузли.

Отримані результати свідчать про те, що запропонована конструкція має суттєві переваги порівняно з традиційними аналогами, демонструє високий рівень енергоефективності та технологічної доцільності, а також створює передумови для подальшого вдосконалення компресорних і гідравлічних систем. Проведені дослідження підтвердили перспективність використання сферичного кривошипно-повзунного механізму у промисловості та заклали основу для розробки нового покоління енергозберігаючих машинобудівних агрегатів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теорія механізмів і машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування / Довбуш А.Д., Хомик Н.І., Довбуш Т.А. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. – 70 с. –
- 2 Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
3. INTERNATIONAL STANDARD ISO 281
4. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.
5. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
6. Деталі машин : підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К. : Агроосвіта, 2013. – 448 с. – Режим доступу:
7. Технологічна оснастка : навчальний посібник / О. В. Петров, С. І. Сухоруков. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 123 с.
8. Невлюдов І.Ш. Пневматичні пристрої та засоби автоматизації мехатронних систем: Навчальний посібник / І.Ш. Невлюдов, Л.О. Кривопляс-Володіна, С.П. Новоселов, О.В. Сичова. – Харків: ФОП Панов А.М., 2020 . – 255 с.
9. Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г. Проектування поршневого компресора холодильних машин та теплових насосів: посібник до самостійної роботи. – Одеська національна академія харчових технологій, 2017. – 113 с.
10. Офіційний сайт групи компаній HAAS [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.haascnc.com

11. Приходько В.П., Литвин О.В. – Проектування оснащення верстатів роботів і машин. – Київ: КПІ – 2018. – 212 с. Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/items/24d3578c-2209-443e-927a-573bac68e144>

12. Технологія машинобудування: методичні вказівки з курсового проектування для студентів напрямків підготовки “Інженерна механіка” та “Машинобудування” / В.Д. Каразей, Л.В.Присяжний, Ю.В. Савицький .– Хмельницький : ХНУ 2009.– 104с.

13. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. -. Суми : Університетська книга, 2023. – 556 с.

14. Охорона праці. Методичні вказівки до виконання розділу “Охорона праці” в дипломних проектах студентів спеціальності “Інженерна механіка” та “Машинобудування”/ А.А.Нестер, К.А. Паршенко – Хмельницький: ХНУ – 2009.

15. Бондаренко С. Г. Основи технології машинобудування : навчальний посібник. Львів : Магнолія, 2018. 500 с.

16. Гутаревич Ю.Ф., Сапон С.П. Технологія машинобудування : підручник. – Київ : Вища освіта, 2017. – 624 с.

17. Клименко С.Г., Полянський С.К. Технологічні процеси в машинобудуванні : навчальний посібник. – Харків : ХНАДУ, 2018. – 312 с.

18. Introducing SolidWorks. – Dassault Systèmes, офіційний навчальний посібник. Режим доступу:

https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_EN.pdf?utm_source=copilot.com

19. Autodesk Inventor 2016: Learn by Doing Tutorial Book. – Irvine, CA: IRInventor, 2016. – 420 p. Режим доступу:

https://irinventor.com/wp-content/uploads/2017/12/Autodesk-Inventor-2016-Learn-by-doing-Tutorial-Books.pdf?utm_source=copilot.com

20. Технологія машинобудування: методичні вказівки з курсового проектування для студентів напрямків підготовки “Інженерна механіка” та “Машинобудування” / В.Д. Каразей, Л.В.Присяжний, Ю.В. Савицький .– Хмельницький : ХНУ 2009.– 104с.

21. Б. Д. Буц / В. Є. Приходько / Ю. В. Ткачов. Розрахунок режимів різання металів: Навчальний посібник. – ДНУ,2005.–76с. Режим доступу: <https://files.fti.dp.ua/wp-content/uploads/tainacan-items/1746/3894/2005-calculation-of-metal-cutting-modes-2022-edition.pdf>