

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Інститут інженерної механіки
Кафедра комп'ютеризованого машинобудування

Легедза Ігор Михайлович
(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 62-52
(індекс)

БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Система керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового
насоса шляхом зміни дорезонансної частоти приводу
(назва роботи)

Інженерія мехатронних систем

(назва освітньої програми)

131- Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

_____ Легедза І. М.

(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього ступеня)

Науковий керівник Копей Володимир Богданович, д-р. техн. наук, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри

професор _____

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

м.Івано-Франківськ-2021 рік

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут інженерної механіки

Кафедра комп'ютеризованого машинобудування

Освітній рівень – Бакалавр

Спеціальність 131-Прикладна механіка

(шифр і назва)

Затверджую

Завідувач кафедри

« ____ » _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ
Легедзі Ігорю Михайловичку

-(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Темароботи Система керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса шляхом зміни дорезонансної частоти приводу

керівник роботи Копей Володимир Богданович, д-р. техн. наук, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “10” червня 2021 року № 92/7

2. Строк подання студентом роботи 2021 р.

3. Вихідні дані до роботи Огляд приводів для свердловинно штангової установки (СШНУ) довідкові дані з питань моделювання мовою моделіка каталоги стандартних деталей.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити 1 Аналіз можливостей керування довжиною ходу плунжера шляхом зміни частоти приводу 2 Система керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса 3 Розрахунок приводу і його проектування в solidworks. 4 Скінченно-елементний аналіз передачі гвинт-гайка

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

1. Модель мовою моделіка; 2. Система автоматичного керування; 3. Аналіз передачі; 4. Розрахунок зубчастої передачі в Excel; 5. Лінійний привід СШНУ

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
	Аналіз можливостей керування довжиною ходу плунжера шляхом зміни частоти приводу		
	Система керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса		
	Розрахунок приводу і його проектування в solidworks		
	Скінченно-елементний аналіз передачі гвинт-гайка		

Студент _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Зміст

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ КЕРУВАННЯ ДОВЖИНОЮ ХОДУ ПЛУНЖЕРА ШЛЯХОМ ЗМІНИ ЧАСТОТИ ПРИВОДУ	9
1.1. Особливості видобування з білярезонансними частотами	9
1.2. Балансирні верстати-качалки та інші приводи	10
1.3. Лінійні приводи штангового насоса.....	13
1.4. Регульовані електроприводи СШНУ	19
РОЗДІЛ 2. СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ДОВЖИНОЮ ХОДУ ПЛУНЖЕРА СВЕРДЛОВИННОГО ШТАНГОВОГО НАСОСА.....	20
2.1. Спрощена модель СШНУ мовою Modelica.....	20
2.2. Модель СШНУ з системою автоматичного керування.....	24
2.3. Реалізація системи автоматичного керування на основі Arduino	27
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ І ЙОГО ПРОЕКТУВАННЯ В SOLIDWORKS.....	33
3.1. Розрахунок зубчастої передачі	33
3.2. Проектування приводу в SOLIDWORKS	40
РОЗДІЛ 4. СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНИЙ АНАЛІЗ ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА	48
4.1. Моделювання статичної міцності	48
4.2. Моделювання втомної міцності.....	54
ВИСНОВКИ.....	57
Список використаних джерел	58

АНОТАЦІЯ

кваліфікаційної бакалаврської роботи "Система керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса шляхом зміни дорезонансної частоти приводу"

Розрахунково-пояснювальна записка: 60 с., 37 рис., 1 табл., 0 додатки, 21 джерела.

Графічна частина: 5 аркушів формату А1.

Виявлено, що сучасні лінійні приводи свердловинного штангового насоса з електродвигуном зі змінною частотою обертання можуть бути обладнані системою керування довжиною ходу плунжера шляхом зміни дорезонансної частоти приводу. З метою спрощення редуктора запропоновано замінити передачу колесо-рейка на шарико-гвинтову передачу. Розроблено Modelica-моделі різного рівня абстракції та спроектовано систему автоматичного керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса на основі платформи Arduino. Моделі показали ефективність застосування такої системи. Спроектовано в SOLIDWORKS новий лінійний привід установки на основі шарико-гвинтової передачі, який володіє простою конструкцією та адаптований для застосування разом з розробленою системою автоматичного керування. Перевірка працездатності шарико-гвинтової передачі шляхом скінченно-елементного аналізу показала, що статична та втомна міцність передачі забезпечені.

Студент Легедза І. М.

ABSTRACT

of the bachelor's work " The control system of the plunger stroke of the downhole rod pump by changing the pre-resonant frequency of the drive "

Paper: 60 pages, 37 figures, 1 tables, 0 attachments, 21 references.

The graphical part: 5 sheets of A1 format.

It was found that modern linear drives of a downhole rod pump with an electric motor with variable speed could be equipped with a control system for the plunger stroke by changing the pre-resonant frequency of the drive. In order to simplify the gearbox, it is proposed to replace the rack-pinion transmission with a ball-screw transmission. Modelica models of different levels of abstraction were developed and a system of automatic stroke length control of the plunger of a downhole rod pump based on the Arduino platform was designed. The models showed the effectiveness of such a system. In SOLIDWORKS a new linear ball-screw drive unit, which has a simple design and is adapted for use with the developed automatic control system, was designed. Checking the operability of the ball-screw transmission by finite element analysis showed that the static and fatigue strength of the transmission are provided.

Student Lehedza I. M.

ВСТУП

Актуальність роботи. У світі постійно збільшується кількість молодобітних нафтових свердловин. Наявне обладнання застаріле і часто не здатне ефективно видобувати нафту з таких свердловин. Постає завдання розробки нових ефективних засобів для видобування нафти з цих свердловин. Одним із таких засобів є свердловина штангова насосна установка (СШНУ), яка обладнана колоною склопластикових штанг, яка рухається з білярезонансними частотами. Це дозволяє збільшити довжину ходу плунжера без необхідності збільшення довжини ходу гирлового штока.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є створення системи керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса шляхом зміни дорезонансної частоти приводу та створення самого приводу.

Для досягнення мети необхідно розв'язати наступні завдання:

1. Виконати аналіз можливостей керування довжиною ходу плунжера шляхом зміни частоти приводу.
2. Розробити модель та спроектувати систему автоматичного керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса.
3. Спроектувати в SOLIDWORKS новий лінійний привід установки на основі шарико-гвинтової передачі.
4. Виконати перевірку працездатності деталей приводу шляхом скінченно-елементного аналізу передачі гвинт-гайка.

Об'єкт дослідження - привід СШНУ з системою керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса шляхом зміни дорезонансної частоти приводу.

Методи дослідження. Для моделювання систем автоматичного керування застосували мову моделювання Modelica та середовище Open Modelica. Для проектування приводу СШНУ застосовували систему

автоматизованого проектування SOLIDWORKS. Для перевірки працездатності деталей приводу застосовували метод скінченних елементів для задач теорії пружності та модуль SOLIDWORKS Simulation.

Опубліковані праці. За результатами досліджень опубліковані тези на міжнародній конференції [1].

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ КЕРУВАННЯ ДОВЖИНОЮ ХОДУ ПЛУНЖЕРА ШЛЯХОМ ЗМІНИ ЧАСТОТИ ПРИВОДУ

1.1. Особливості видобування з білярезонансними частотами

Видобування нафти за допомогою свердловинних штангових насосних установок (СШНУ) (рис. 1.1) є одним з найбільш розповсюджених в Україні та світі. Відомо, що підвищити ефективність СШНУ можна шляхом збільшення амплітуди переміщення плунжера завдяки збільшенню частоти подвійних ходів штангової колони до білярезонансної частоти [2]. Суттєве збільшення переміщення досягається тільки під час застосування комбінованої колони, яка містить сталеві штанги та нежорсткі полімерні (склопластикові або вуглепластикові) штанги [2, 3] (рис. 1.1). Збільшення частоти супроводжується збільшенням навантаження на колону. Тому значення частоти повинно бути обмежене максимально допустимим навантаженням $F_{\text{доп}}$ у верхній частині колони [3]. Максимальні навантаження, які діють на колону не є постійними та можуть змінюватись внаслідок таких чинників як парафіноутворення, зношування або заїдання плунжера, наявність піску тощо. Крім того робота в білярезонансному режимі небезпечна поступовим збільшенням амплітуди навантажень, що залежить від сил демпфування, які важко визначити. Отже для експлуатації СШНУ з дорезонансними частотами необхідно застосовувати систему автоматичного керування.

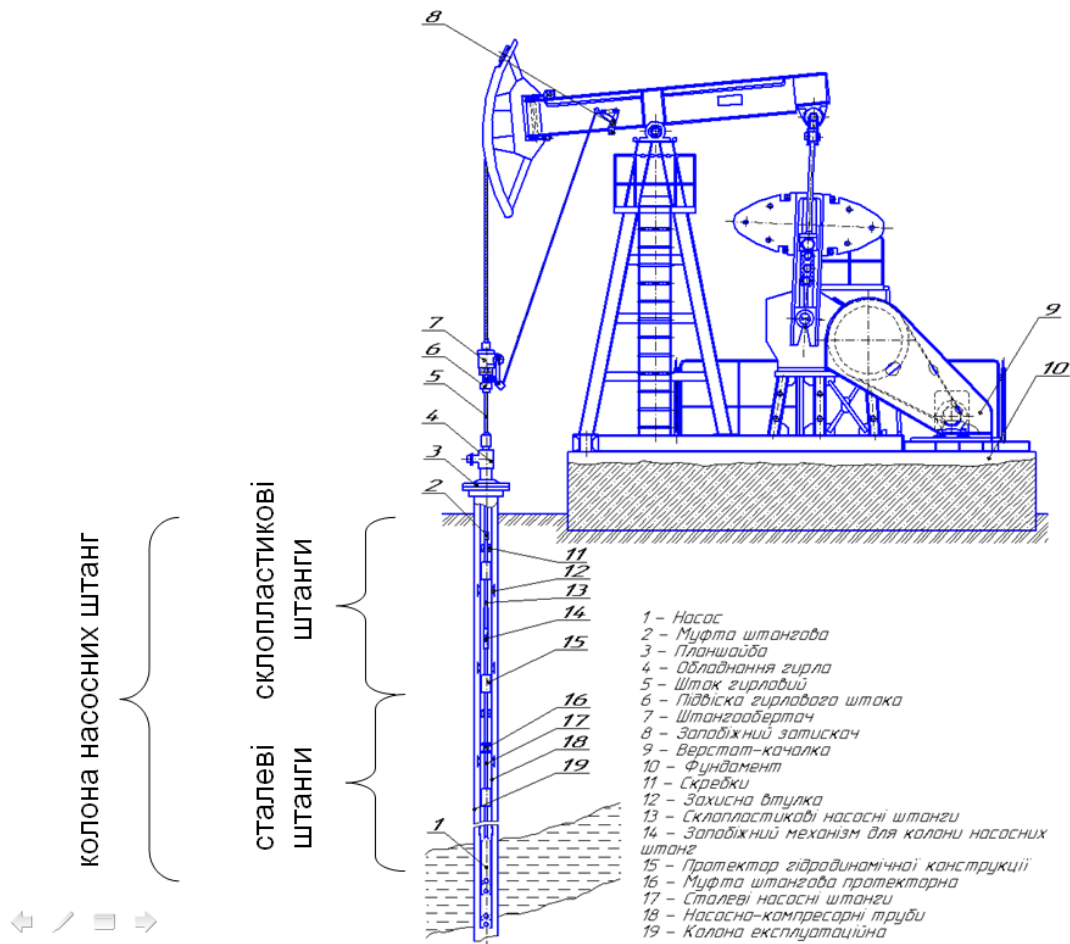


Рисунок 1.1 - Будова свердловинної штангової насосної установки (СШНУ)

1.2. Балансирні верстати-качалки та інші приводи

В даний час найбільшого поширення в якості установок приводу штангових глибинних насосів (ШГН) отримали балансирні верстати-качалки (ВК) [4] (рис. 1.2). Даний тип приводу має незаперечні переваги, такі як дуже висока надійність і відносно висока енергоефективність. Однак ВК мають і недоліки, головними з яких є [5]:

1. Висока металоємність і відносно висока вартість транспортування.
2. Необхідність підготовки бетонної основи перед монтажем приводу (капітальні витрати).
3. Висока вартість заміни установки або її вузлів внаслідок великої маси.
4. Низький термін служби редуктора (якщо у американських виробників він становить 20 років, то вітчизняні працюють в середньому 5 років).

5. Незадовільне центрування канатної підвіски, обумовлене неточністю виготовлення головки балансира, приводить до прискореного зносу гирлового ущільнення.

6. Незручність перестановки пальців шатунів.

7. Висока трудомісткість переміщення вантажів при врівноваженні.

8. Незручність обслуговування клинопасової передачі.

9. Незручність повороту головки балансира перед виконанням підземного ремонту свердловин.

До перелічених вище недоліків можна додати і наявність великого числа відкритих рухомих механізмів, що знижує безпеку обслуговування.



Рисунок 1.2 - Верстат-качалка - найбільш розповсюджений привід СШНУ

Неврівноважені ланцюгові приводи також набули поширення в окремих регіонах нафтовидобутку, так як дозволяють значно збільшити довжину ходу полірованого штока і тим самим домогтися оптимального режиму економії електроенергії і збільшити напрацювання підземного обладнання до відмови [4]. Однак, як зазначено в роботі [5], якщо за технічними параметрами ці

пристрої істотно перевершують традиційні верстати-качалки, то по надійності до теперішнього часу їх перевершити не вдалося.

Сучасні методи експлуатації нафтових родовищ передбачають проведення великої кількості геолого-технічних заходів (ГТЗ) по збільшенню продуктивності свердловин, таких як гідравлічний розрив пласта, кислотні обробки, повторна перфорація, буріння бічного стовбура і т.д., що обумовлює нові вимоги до вибору типу обладнання для видобутку нафти [4].

На більшості нових родовищ установка на малодобітному фонді ВК і експлуатація їх протягом 20-30 років можлива тільки на свердловинах не схильних до великої кількості заходів з інтенсифікації припливу. До обладнання, що використовується після проведення ГТЗ, висуваються нові вимоги [4]:

1. Висока мобільність, тобто можливість монтажу відразу після отримання інформації про новий коефіцієнт продуктивності за результатами тестування свердловини після ГТЗ.

2. Можливість регулювання продуктивності насоса в щодо широкому діапазоні, що важливо при невідповідності фактичного дебіту рідини і планованого після ГТЗ.

3. Здатність автоматичної підтримки оптимальних параметрів експлуатації свердловини і обладнання в умовах зниження припливу рідини з пласта.

Невідповідність традиційних балансирних і не балансирних приводів вимогам високої мобільності стало однією з причин різкого скорочення свердловин з ШГН в багатьох нафтодобувних областях. У реальних ситуаціях, коли фактичний дебіт рідини після проведення ГТЗ виявляється нижче планованого і вже немає часу для монтажу ВК, в свердловину опускається електро-відцентровий насос (ЕВН) продуктивністю 15-30 м³ / добу. Далі, при поступовому зниженні ефекту від ГТЗ, насос переводиться в періодичний режим експлуатації. Деякі нафтовидобувні компанії застосовують мобільні

ВК [6], але через їх високу вартість широкого розповсюдження такий тип приводу не отримав. Висока частка ГТЗ в структурі ремонтів свердловин стала однією з причин збільшення обсягів застосування гідравлічних приводів ШГН, головною перевагою яких стала висока мобільність і швидкість монтажу після проведення підземного ремонту на свердловині. Однак гідравлічні приводи мають і недоліки [4]:

1. Наявність насосного блоку, для якого необхідне приготування основи.
2. Наявність гідравлічних шлангів, які працюють під тиском (зниження рівня безпеки).
3. Дороге профілактичне обслуговування.

Таким чином, значне збільшення частки ГТЗ призвело до стійкого тренду скорочення використання на малобетних свердловинних насосів об'ємного типу та збільшення частки використання низькопродуктивних ЕВН-насосів. Продуктивністю $25 \text{ м}^3 / \text{добу}$ з підвищеним ККД [7]. В цілому можна однозначно сказати, що дана тенденція є правильною, так як ККД насосів об'ємного типу вище, ніж у більшості ЕВН, а сукупна вартість експлуатації свердловин з використанням ШГН нижче. Завдяки високій мобільності установок ЕВН, їх високій надійності, гарної розвиненості сервісного обслуговування і можливості регулювання продуктивності в широкому діапазоні, даний спосіб видобутку поступово витісняє ШГН.

1.3. Лінійні приводи штангового насоса

Розробка принципово нового приводу ШГН - мобільного, надійного, недорогого за вартістю і простого в обслуговуванні - могла б зняти ситуацію з вибором способу експлуатації свердловин з дебітом менш $30 \text{ м}^3 / \text{добу}$ [4].

Підготовка до випробування LRP. У 2012 р компанія Unico Inc. (США) запропонувала провести випробування унікального лінійного приводу штангового насоса (LRP - liner rod pump), що володіє можливістю швидкого монтажу і оптимізації режиму роботи ШГН з зміною

інтелектуального алгоритму. LRP - це рейковий привід, за допомогою якого забезпечується зворотно поступальний рух глибинного насоса в свердловині шляхом обертання вперед і назад асинхронного двигуна. Слід зазначити, що роботи зі створення подібного привода був ще в СРСР, проте вони так і не були доведені до кінця. Перший LRP був встановлений в грудні 2006 р США, сьогодні ці приводи експлуатуються в Канаді, Мексиці, Венесуелі, Китаї, Індонезії, Румунії і Казахстані. Їх закупають і експлуатують такі нафтовидобувні компанії, як Petrom, Chevron, Conoco, Phillips, ExxonMobil, Shell, Total, Eni і інші [4]. Для вивчення досвіду використання LRP група фахівців відвідала родовище Suplac (Румунія), де компанія Petrom успішно застосовує дані приводи з метою зниження операційних витрат [8]. Родовище з високов'язкої нафтою Suplac розробляється з використанням технології внутрішнього горіння з одночасним використанням методів інтенсифікації припливу дією на привибійну зону паром. Особливостями експлуатації свердловин із середньою глибиною 200 м є зупинка видобутку після проходження фронту горіння і швидке зниження припливу після обробок паром. При таких умовах найбільш критичними параметрами при виборі типу привода ШГН стали його мобільність (для швидкої перестановки приводу після проходження фронту горіння) і здатність автоматично підтримувати оптимальні параметри експлуатації обладнання в умовах швидкого зниження припливу [4]. Ключовим технічним рішенням у даному приводі є рейкова передача з приводом від реверсивного асинхронного електродвигуна через редуктор привід забезпечує зворотно-поступальний рух штока насоса в широкому діапазоні заданих параметрів [4] (рис. 1.3). Це перший механічний привід СШНУ, установлений на планшайбі фонтанної арматури.

В технічній документації є мінімальна довжина ходу штока у всій номенклатурі, що випускаються на сьогоднішній день, приводів з максимальним навантаженням менше 8 т. Характеристики [4]:



Рисунок 1.3 - Лінійний привід СШНУ на основі рейкової передачі, редуктора та реверсивного асинхронного електродвигуна

1. Максимальне навантаження на шток - 8 т.
2. Потужність електродвигуна - 22 кВт.
3. Довжина ходу штока - 1120 мм.

4. Максимальне число подвійних ходів - 15 ход / хв.

Очевидно, що режим роботи ШГН з малою довжиною ходу і підвищеним числом подвійних ходів штока не є оптимальним [4]. Слід зазначити і відсутність в конструкції збалансованого механізму, що має збільшити навантаження на редуктор і, як наслідок, збільшити енергоспоживання. Однак, за твердженням Unico Inc., особливістю приводу є не тільки конструкція його механічної частини, але і унікальний інтелектуальний алгоритм управління електродвигуном, що дозволяє знижувати інерційні навантаження за рахунок оптимізації швидкості руху гирлового штока вгору і вниз.

Продукція, що поставляється в комплекті з приводом - станція управління дозволяє підтримувати режим максимального ККД роботи системи і відстежувати основні параметри роботи в режимі реального часу. Контролер має інтелектуальний алгоритм побудови поверхневої і підземної динамограми [9] на основі даних ватметрограмм, тобто система не має будь-яких датчиків навантажень. На першому етапі випробування слід підтвердити або спростувати такі найкритичніші декларовані переваги обладнання [4]:

1. Легкість транспортування і монтажу обладнання на гирлі свердловини.

2. Здатність інтелектуального алгоритму управління LRP підтримувати режим роботи ШГН з максимальною подачею по рідині.

Монтаж LRP. Монтаж і запуск лінійного приводу L381C-286E-044 був проведений так [4]:

1. Установка підставки на планшайбу.

2. Заливка масла в редуктор.

3. Монтаж кабелю живлення.

4. Монтаж приводу на підставку.

5. Закріплення гирлового штока в штанготримачі і установка штангообертача.

6. Підключення та налагодження СК.
7. Пробний запуск.
8. Установка кожуха на зубчасту рейку.
9. Завантаження програмного забезпечення.
10. Введення даних і уставок в контролер.
11. Запуск в роботу.
12. Контроль роботи обладнання.

Профілактичне обслуговування. Одним з декларованих переваг LRP є відносна простота і дешевизна профілактичного обслуговування. За перші чотири місяці експлуатації LRP все обслуговування звелось лише до зовнішнього огляду, при цьому витоків масла, що призводять до забруднення обладнання або гирла свердловини, не було [4]. Через півроку експлуатації запланована заміна масла механізму рейкової передачі, а через рік - заміна масла в редукторі з візуальним контролем стану зубчастих коліс. Слід зазначити, що інструкція по обслуговування передбачає використання не тільки мінерального, але і синтетичного масла. В цьому випадку інтервал заміни масла в редуктор може бути збільшений до 2 років. За трирічний період експлуатації LRP компанією Petrom не відбулося жодного випадку відмови установок. При цьому все обслуговування зводилося тільки до регламентних робіт, тобто до заміни масла.

Якщо надійність і простота обслуговування LRP при експлуатації буде такою же, можна буде очікувати зменшення вартості операційних витрат на обслуговування в порівнянні з використанням установок гідроприводу ШГН і, можливо, навіть балансирних верстатів качалок [4]. Чи дозволить LRP знизити операційної витрати на обслуговування, буде ясно через три роки експлуатації, коли буде одержати статистику відмов і визначена вартість робіт по ремонту обладнання.

Підсумки першого етапу випробувань LRP. Перший етап випробувань LRP [4] наочно показав переваги даного типу приводу ШГН так

і його недоліки. Головною перевагою є унікальна мобільність, що була підтверджена в практичних умовах. Інтелектуальний алгоритм контролера станції управління, заснований на аналізі ватметрограм, продемонстрована здатність підтримувати режим максимальної подачі насоса в межах технічних характеристик підземного і наземного устаткування. Здатність станції управління передавати поточну інформацію і історію подій в режимі реального часу дозволила оптимізувати процес закачування хімаргентів для руйнування емульсії. Повністю зникла необхідність у проведенні дослідження свердловини із застосуванням динамограм і ехолота. Важливою перевагою є те, що майже всі рухомі механізми LRP закриті, що підвищує рівень безпеки при експлуатації даного обладнання.

Основним і досить серйозним недоліком є мала довжина ходу приводу [4], через яку доводиться застосовувати режими з підвищеним числом хитань і збільшеним діаметром плунжера насоса. Такі режими експлуатації ШГН значно підвищують втомні навантаження на штанги, що збільшує ймовірність їх обриву і знижує ресурс експлуатації. Збільшення числа подвійних ходів штока при експлуатації похилих свердловин відобразиться на збільшенні зносу штанг і насосно-компресорних труб і, безсумнівно, призведе до збільшення відмов обладнання. Збільшення числа подвійних ходів штока ускладнює експлуатацію та свердловин з емульсіями.

Слід зазначити, що компанія виробник добре розуміє проблеми, пов'язані з конструктивними недоліками LRP, і працює над їх усуненням. На даний момент виготовляється привід з більшою довжиною ходу, що зробить дане обладнання більш конкурентоспроможним.

Не варто забувати і про нафтові родовища, розташовані в важко доступній місцевості, і про розвідувальні свердловини, де існує проблема доставки обладнання. Малогабаритний LRP вагою 1,7 т буде мати в таких ситуаціях переваги [4].

1.4. Регульовані електроприводи СШНУ

В даний час в більшості випадків режим роботи верстата-качалки регулюється зміною довжини ходу плунжера насоса за рахунок перестановки пальців на кривошипі або зміною числа ходів за допомогою змінних шківів на валу приводного електродвигуна, що пов'язано з трудомісткістю робіт і необхідністю зупинки верстата-качалки [10]. Це призводить до втрат нафти, а іноді до утворення піщаних пробок і заклинювання плунжера [10]. Крім того, при такій зміні режиму відкачування рідини часто порушується врівноваженість верстата-качалки [10]. Для забезпечення експлуатації верстата-качалки з регульованим режимом роботи можуть бути використані різні схеми електроприводу [10].

Для регулювання частоти обертання можна використовувати двигуни постійного струму (ДПС), багатошвидкісні асинхронні двигуни АД, синхронні двигуни СД з коробками передач або СД з постійними магнітами (вентильні двигуни), або АД з частотним регулюванням швидкості обертання [10].

Можливі принципові схеми регульованого електроприводу верстатів-качалок зображені в праці [10].

РОЗДІЛ 2. СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ДОВЖИНОЮ ХОДУ ПЛУНЖЕРА СВЕРДЛОВИННОГО ШТАНГОВОГО НАСОСА

2.1. Спрощена модель СШНУ мовою Modelica

В розділі розроблено спрощену модель СШНУ з системою автоматичного керування, яка містить сенсор максимального (упродовж циклу) навантаження F_{\max} у верхній частині колони та ПД-регулятор, що змінює частоту приводу ω з метою досягнення рівності $F_{\max}=F_{\text{доп}}$ і, відповідно, збільшення ходу плунжера.

Спрощена модель СШНУ розроблена в середовищі OpenModelica 1.16.2 (рис. 2.1-2.3) на основі праці [3].

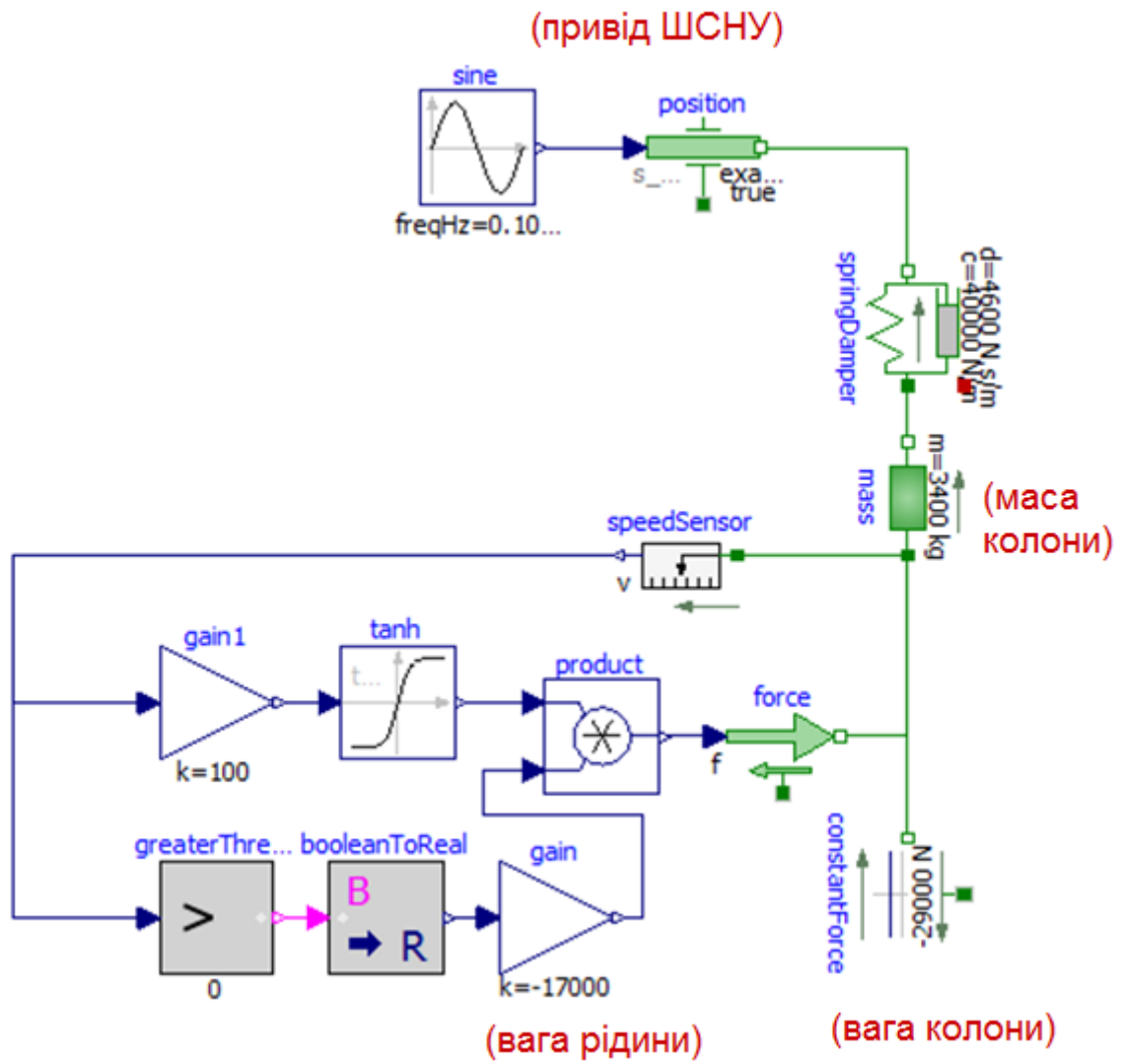


Рисунок 2.1 - Спрощена модель СШНУ в OpenModelica 1.16

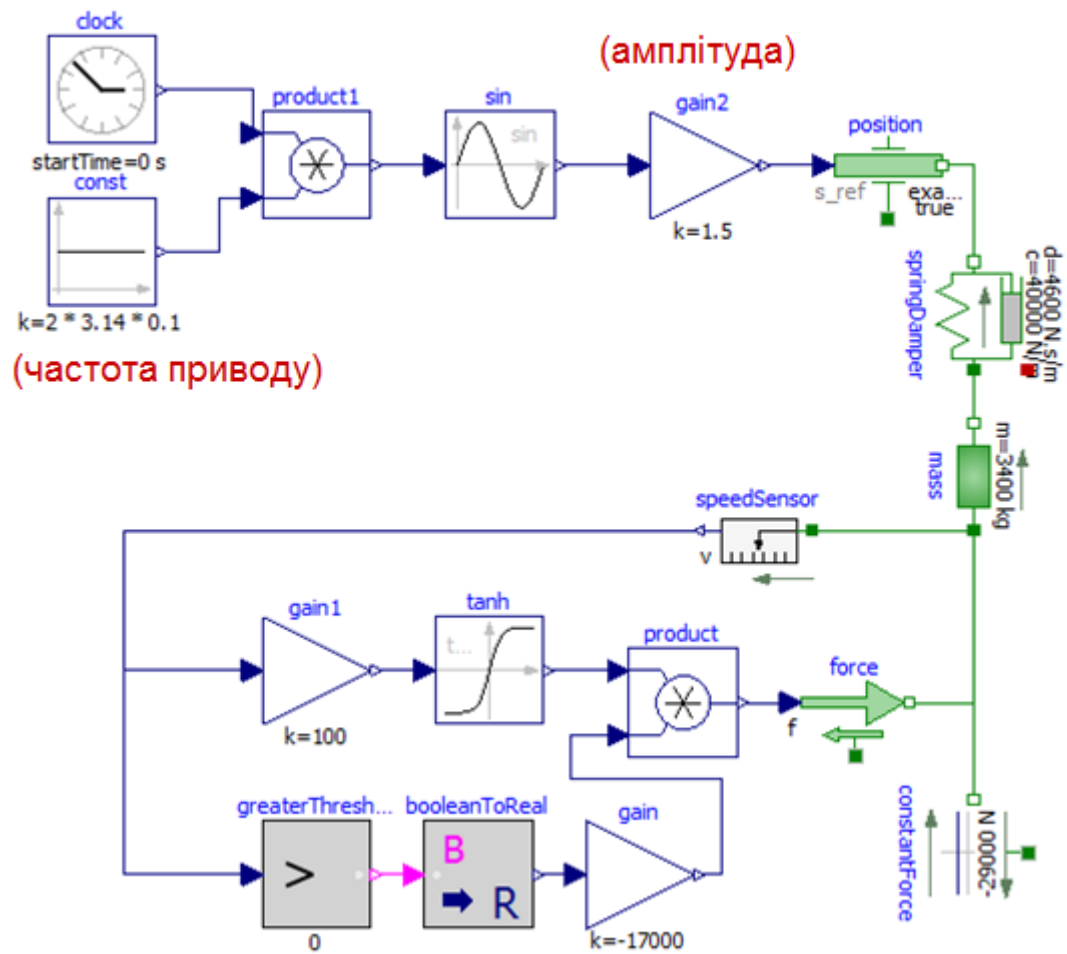


Рисунок 2.2 - Альтернативний варіант спрощеної моделі СШНУ в OpenModelica 1.16

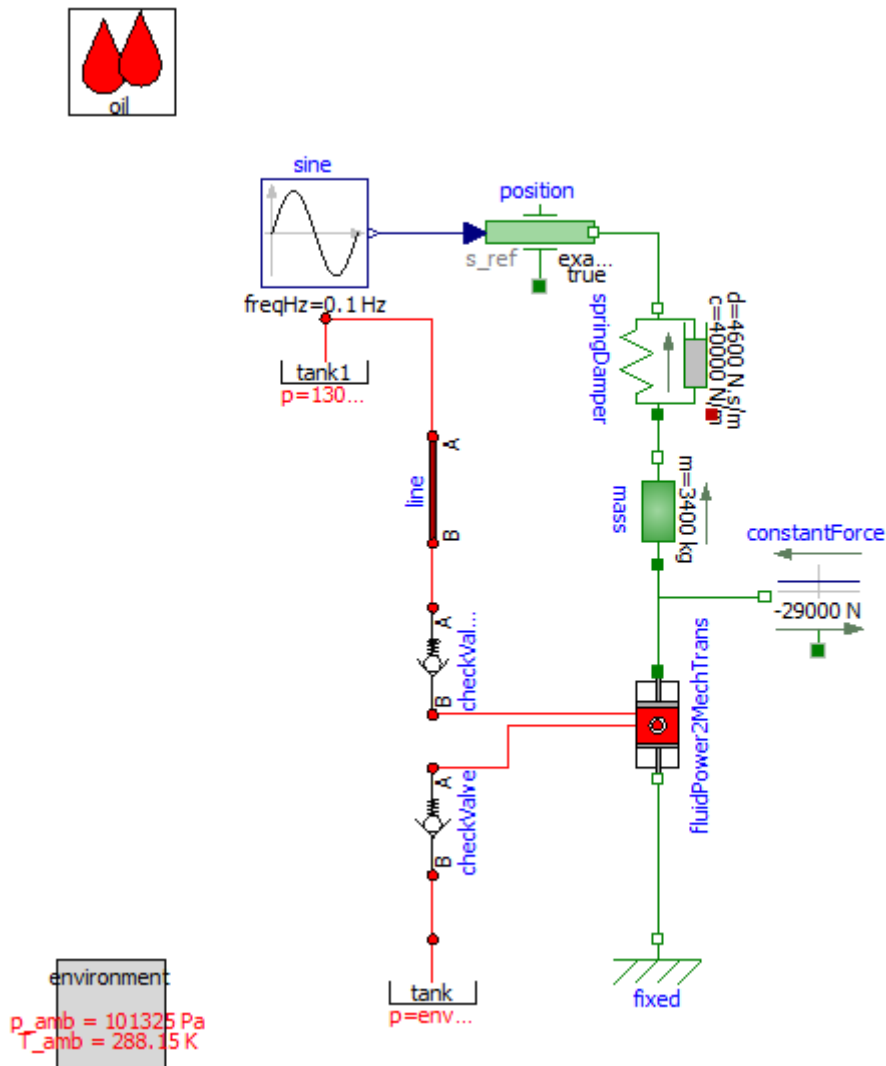


Рисунок 2.3 - Спрощена модель СШНУ з гідравлічною частиною на основі компонентів OpenHydraulics

Колона довжиною 1500 м складається зі склопластикових (50%) та сталевих (50%) насосних штанг діаметром 19 мм. Довжина ходу точки підвіски – 3 м, діаметр плунжера – 38 мм. Спрощена модель СШНУ складається з компонентів: springDamper – лінійні 1-D пружина і демпфер, що моделюють пружно-демпферні властивості колони; mass – маса з поступальним переміщенням, що моделює інерцію колони; constantForce – поступальна постійна сила, що моделює вагу колони; speedSensor – сенсор абсолютної швидкості для моделювання ваги рідини під час ходу вгору; greaterThreshold – генерує сигнал, який рівний логічному *True*, якщо вхідний сигнал більше нуля;

`booleanToReal` – конвертує логічний сигнал в дійсний; `gain` – добуток вхідного сигналу і константи, яка рівна вазі рідини; `gain1` – добуток вхідного сигналу і константи, який використовується разом з компонентом `tanh` для згладжування сигналу під час зміни знаку швидкості плунжера; `product` – добуток двох вхідних сигналів; `force` – поступальна сила за вхідним сигналом.

2.2. Модель СШНУ з системою автоматичного керування

Модель СШНУ з системою автоматичного керування [1] показана на рис. 2.4

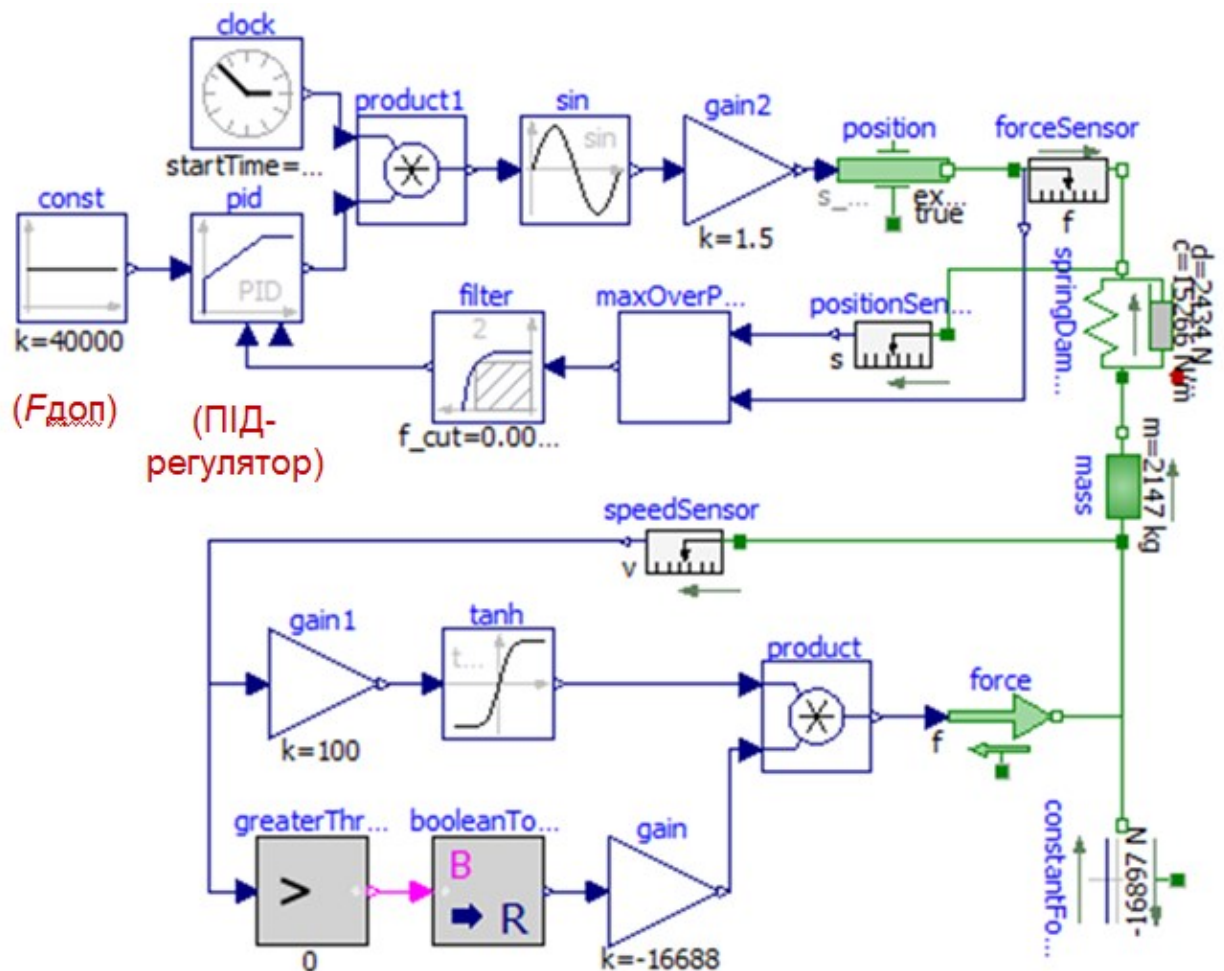


Рисунок 2.4 - Модель СШНУ з системою автоматичного керування

Модель приводу складається з компонентів: `clock` – генератор сигналу *time* (змінна часу); `sin` – повертає значення синуса кута; `gain2` – множення на

значення амплітуди переміщення полірованого штока; `position` – поступальне переміщення штока за заданим сигналом. Регулятор містить: `forceSensor` – сенсор сили на штоку F (рис. 2.4); `positionSensor` – сенсор переміщення штока; `maxOverPeriod` – розроблений авторами компонент, що повертає максимальне значення сили протягом одного періоду (рис. 2.5):

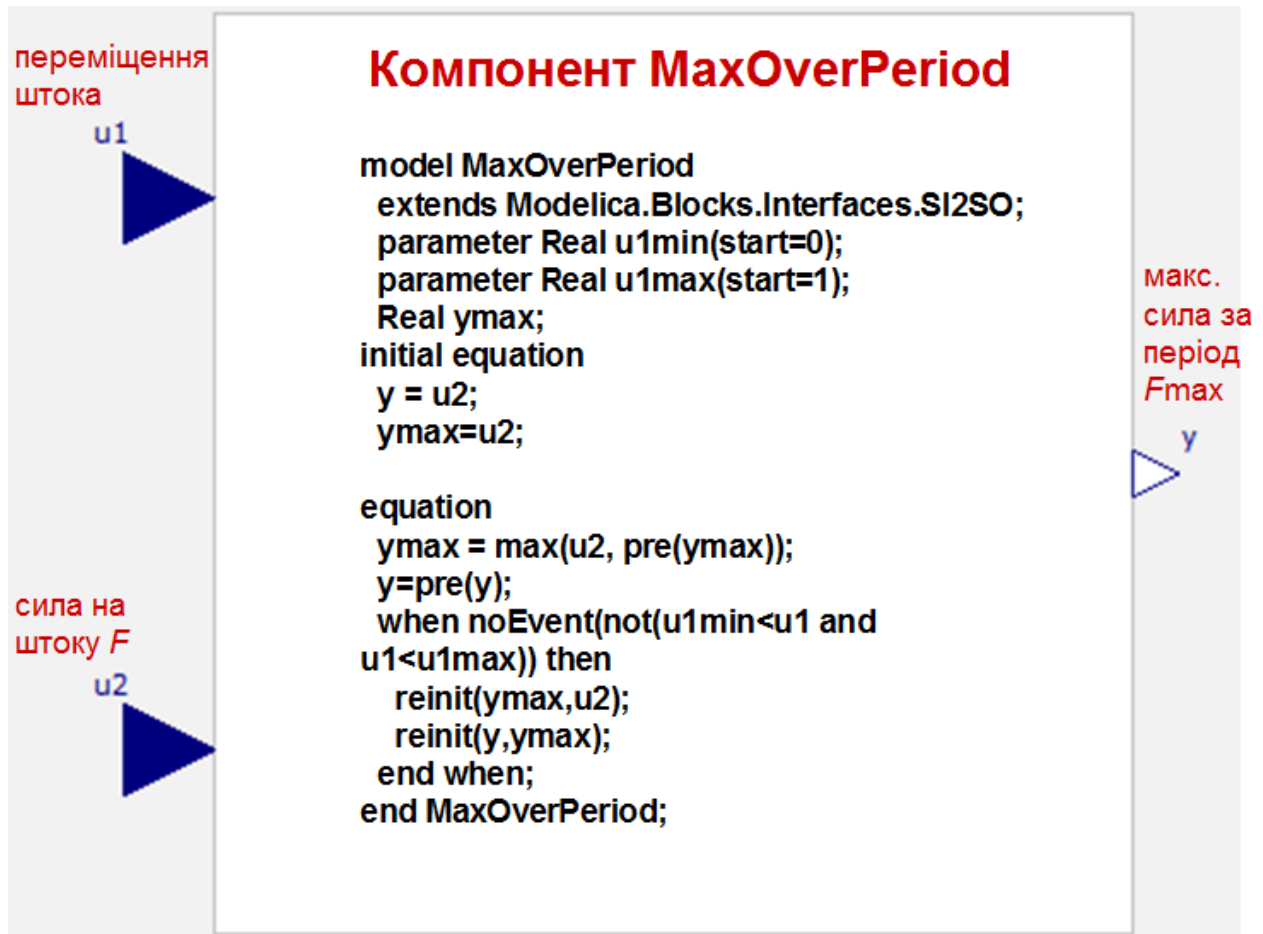


Рисунок 2.5 - Модель і код компонента MaxOverPeriod

`filter` – згладжує сигнал та передає ПІД-регулятору як вимірний сигнал F_{max} ; `pid` – ПІД-регулятор (пропорціонально-інтегрально-диференціальний регулятор з обмеженням вихідного сигналу), який отримує вхідний сигнал `const` з заданим значенням $F_{доп}$ та за сигналом помилки $\Delta = F_{доп} - F_{max}$ намагається забезпечити рівність $F_{max} = F_{доп}$ шляхом генерування сигналу кутової частоти приводу ω . Сигнали частоти ω та `time` перемножуються у блоці `product`, який формує вхідний сигнал для `sin`.

Результати симуляції (рис. 2.6-2.8) показують, що застосування таких систем може бути ефективним. Довжина ходу плунжера зростає на 25%. Модель може бути використана для проектування таких систем керування довжиною ходу плунжера та пошуку оптимальних значень параметрів регулятора, а також бути основою для побудови складніших моделей.

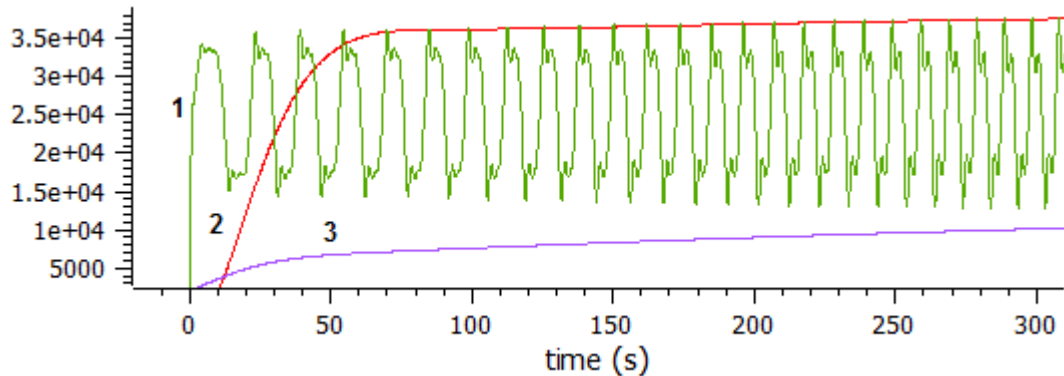


Рисунок 2.6 - Результати симуляції:

1 - F (Н), 2 - F_{max} (Н), 3 - ω ($5 \cdot 10^{-5}$ рад/с),

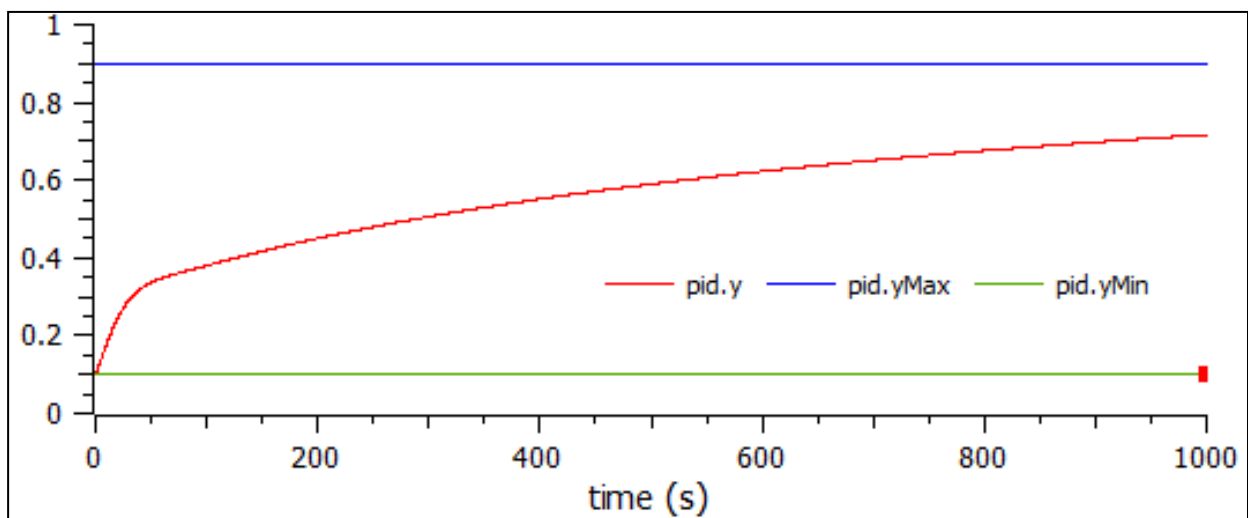


Рисунок 2.7 - Частота (рад/с) на виході ПІД-регулятора

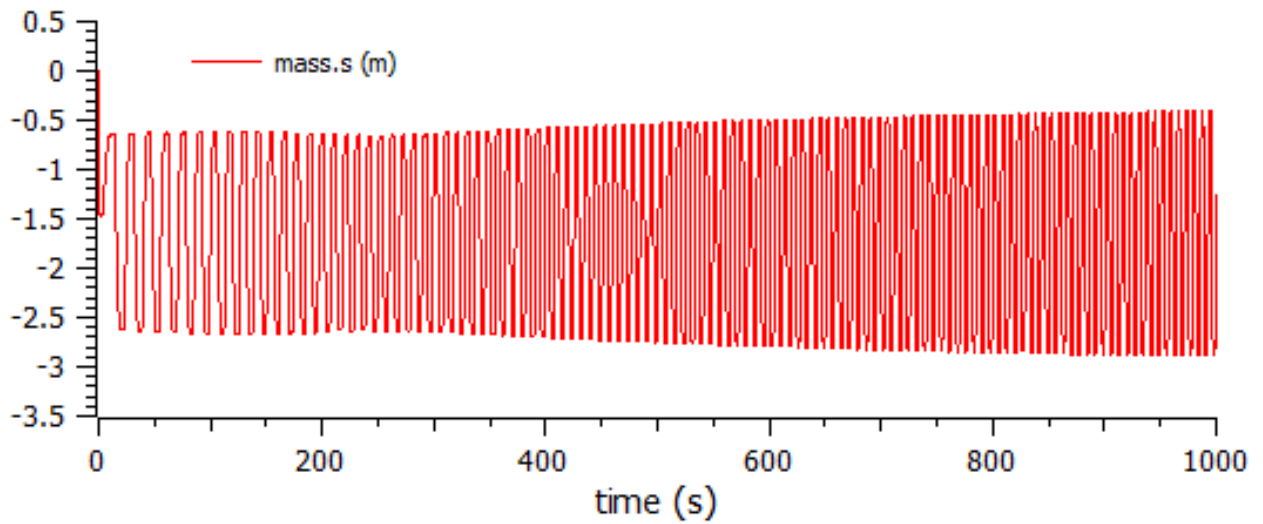


Рисунок 2.8 - Переміщення плунжера (м)

2.3. Реалізація системи автоматичного керування на основі Arduino

На основі цієї моделі було розроблено модель, яка використовує в якості системи автоматичного керування мікроконтролерну плату Arduino Uno (рис. 2.9) [12].

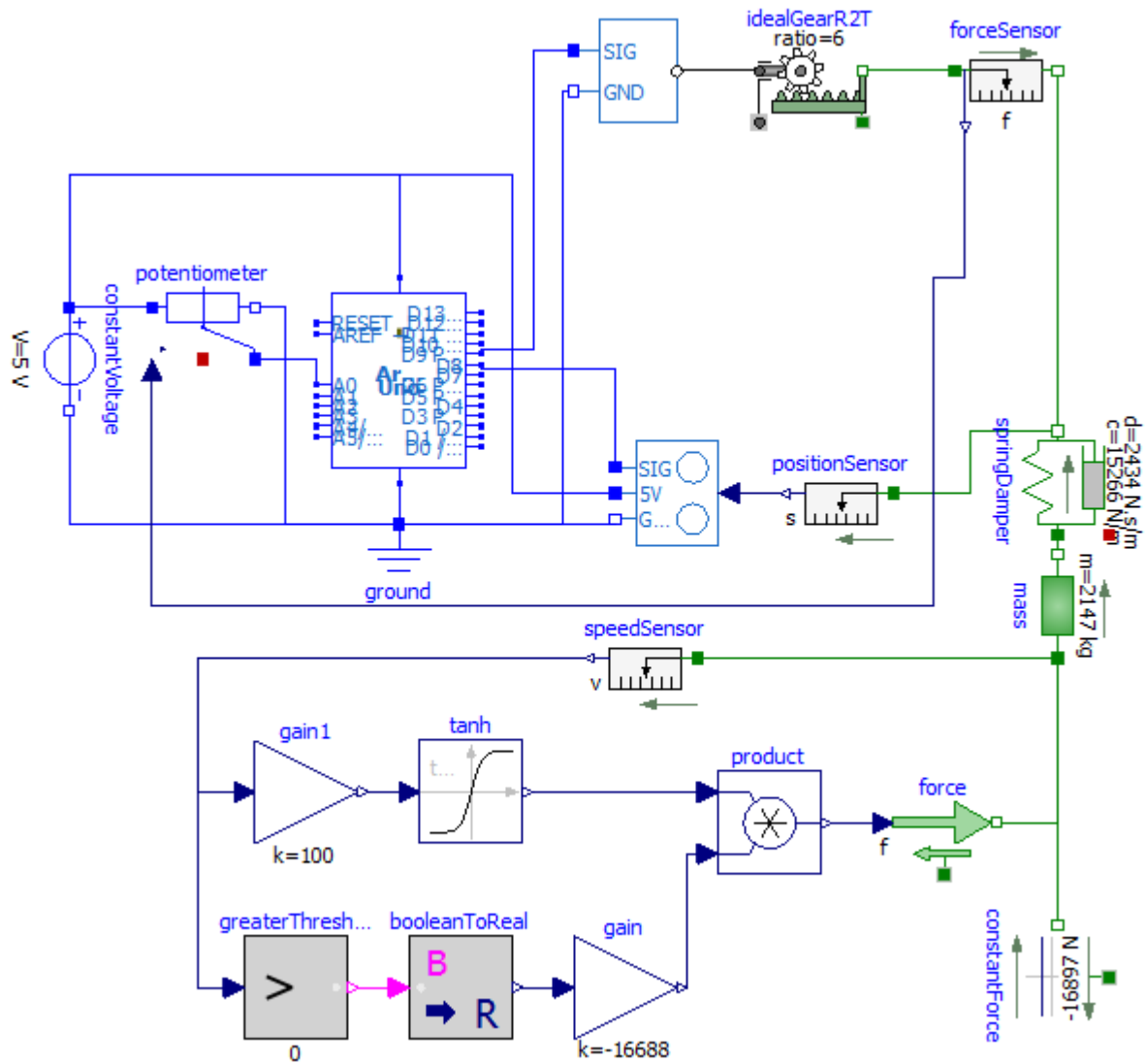


Рисунок 2.9 - Модель СШНУ з системою автоматичного керування на основі Arduino

Вимірювання сили можна реалізувати за допомогою тензодатчиків і інструментального підсилювача INA125P (рис. 2.10) [13].

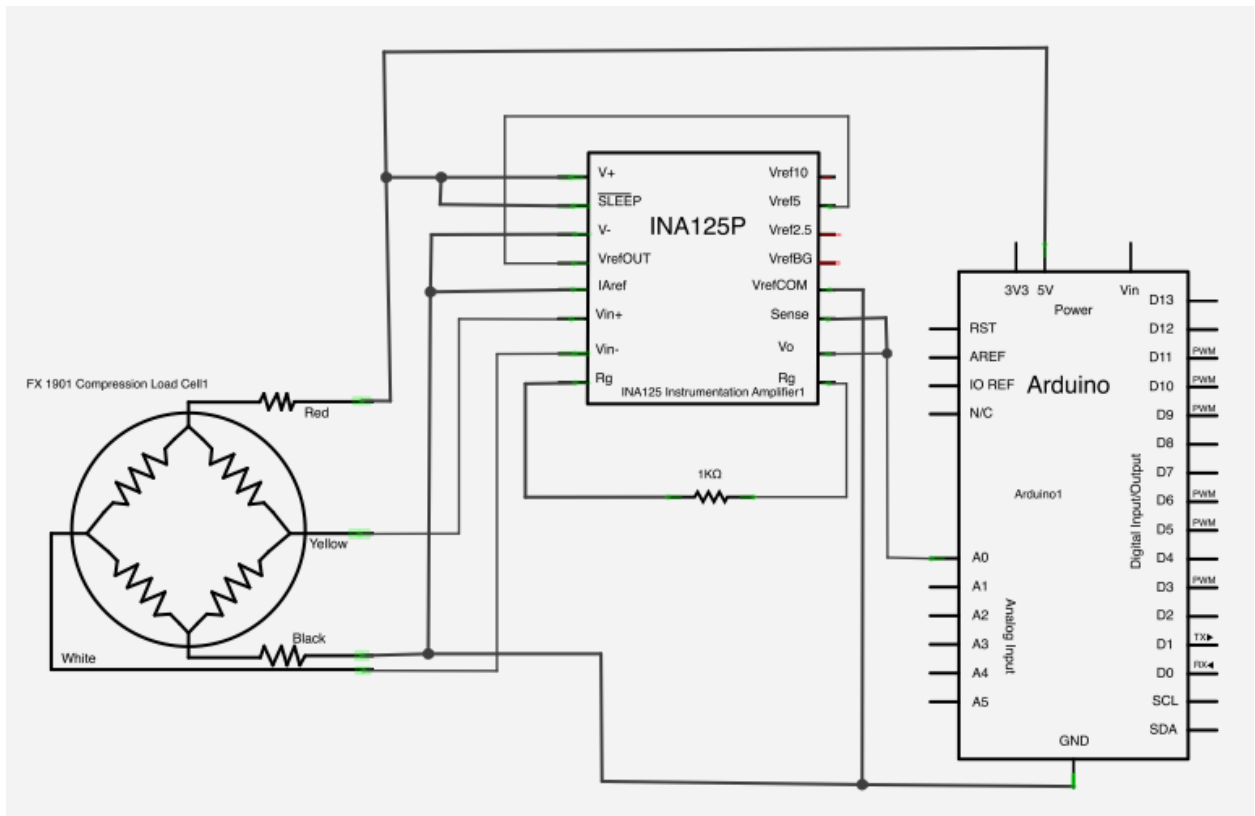


Рисунок 2.10 - Вимірювання сили за допомогою тензодатчиків і інструментального підсилювача INA125P [13]

Вимірювання переміщення можна реалізувати за допомогою ультразвукового дальноміра HC-SR04 [14] (рис. 2.11) або за допомогою енкодера. Робота модуля HC-SR04 заснована на принципі ехолокації. Модуль посилає ультразвуковий сигнал і приймає його відображення від об'єкта. Вимірявши час між відправленням і отриманням імпульсу, неважко вирахувати відстань до перешкоди.

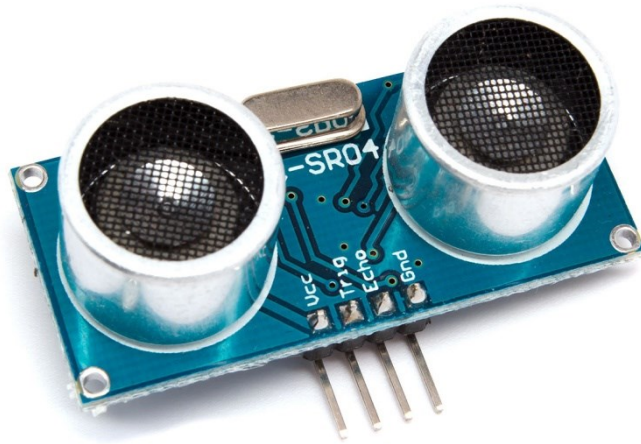


Рисунок 2.11 - Ультразвуковий дальномір HC-SR04

Пропорційно-інтегрально-диференціальний (ПІД) регулятор - пристрій в керуючому контурі зі зворотним зв'язком. Використовується в системах автоматичного управління для формування керуючого сигналу з метою отримання необхідних точності і якості перехідного процесу. ПІД-регулятор формує керуючий сигнал, який є сумою трьох доданків, перше з яких пропорційно різниці вхідного сигналу і сигналу зворотного зв'язку (сигнал неузгодженості (помилки)), друге - інтегралу сигналу неузгодженості, третє - похідній сигналу неузгодженості [15].

Можна безпосередньо запрограмувати ПІД-регулятор в скетчі без використання будь-яких бібліотек. Як альтернативу можна використати бібліотеку Arduino PID [16]. Вона також може бути використана в Modelica-моделі Arduino.

Нижче наведено код Arduino-скетча, який розроблено автором на основі коду ПІД-регулятора з [17]:

```
#include <Servo.h>
```

```
// функція для обчислення вихідного сигналу регулятора
```

```
int computePID(float input, float setpoint, float kp, float ki, float kd, float dt, int minOut, int maxOut) {
```

```

float err = setpoint - input; //помилка
static float integral = 0, prevErr = 0;
integral = constrain(integral + (float)err * dt * ki, minOut, maxOut);
//інтеграл помилки
float D = (err - prevErr) / dt; //диференціал помилки
prevErr = err;
return constrain(err * kp + integral + D * kd, minOut, maxOut); //
розрахувати вихідний сигнал і обмежити зоною minOut, maxOut
}

```

```

const int pingPin = 7; //номер піна виведення ультразвукового сенсора
int pos = 0; // кут серводвигуна
int fmax=0;
int pfmax=0;
Servo myservo;

```

```

long microsecondsToCentimeters(long microseconds) {
    return microseconds / 29 / 2;
}

```

```

void setup() {
    myservo.attach(9);
}

```

```

void loop() {
    long duration, cm;
    int f;
    float Y;

    // відстань до поверхні
    pinMode(pingPin, OUTPUT);
    digitalWrite(pingPin, LOW);
    delayMicroseconds(2);

```

```
digitalWrite(pingPin, HIGH);
delayMicroseconds(50);
digitalWrite(pingPin, LOW);
pinMode(pingPin, INPUT);
duration = pulseIn(pingPin, HIGH);
cm = microsecondsToCentimeters(duration);

if (cm>100 && cm<150) // якщо задана відстань
{
    f = analogRead(A0); // визначаємо силу
    if (f>fmax) // якщо більша за максимальну, запам'ятовуємо
        {fmax=f; pfmax=f;}
    else // якщо не задана відстань
        fmax=pfmax; // попередній максимум
}
// (вхід, установка, пропорційний коефіцієнт, інтегральний коефіцієнт,
диференціальний коефіцієнт, період в секундах, мінімальний вихід,
максимальний вихід)
Y=computePID(fmax, 30, 1.0, 2.0, 3.0, 0.02, 0, 255));
// використати Y як швидкість серводвигуна
for (pos = 0; pos <= 360; pos += Y)
    myservo.write(pos);
delay(20);
}
```

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ І ЙОГО ПРОЕКТУВАННЯ В SOLIDWORKS

3.1. Розрахунок зубчастої передачі

Для розрахунку зубчастої передачі використано праці [18, 19]. Для підбору параметрів зубчастої передачі була розроблена наступна спрощена модель, яка не враховує втрати потужності (рис. 3.1). Цю модель також можна використати для перевірки аналітичних розрахунків. Виявлено, що для даних умов достатньо одноступеневої зубчастої прямозубої передачі з передавальним відношенням 1 (табл. 3.1).

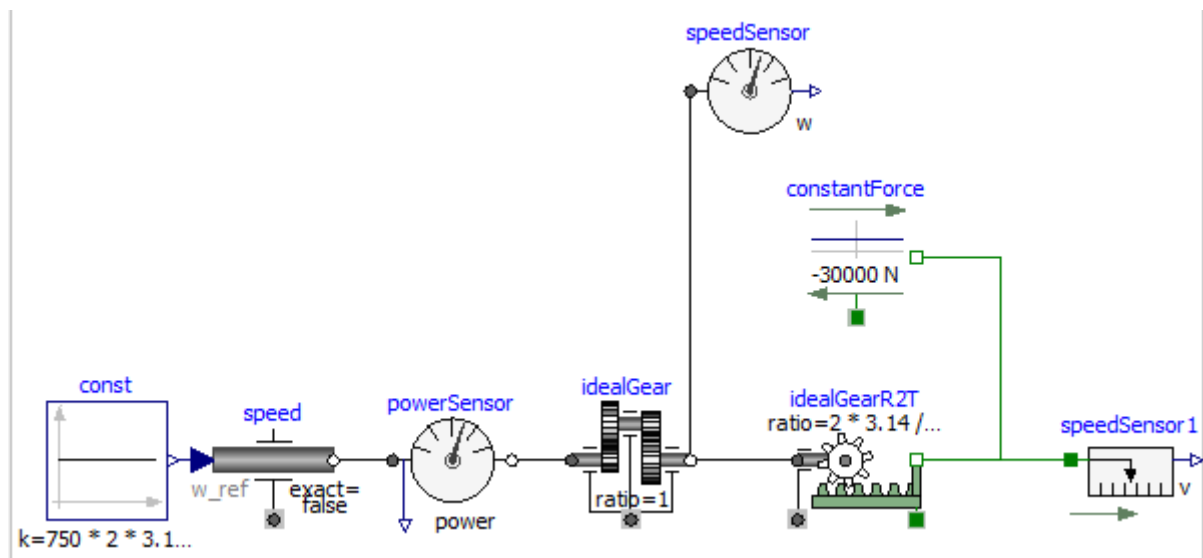


Рисунок 3.1 - Модель для підбору зубчастої передачі idealGear

Таблиця 3.1 - Параметри моделі і результати

Опис	Назва	Значення
Швидкість обертання двигуна (рад/с)	const, k	$750 * 2 * 3.14 / 60$
Сенсор потужності двигуна	powerSensor, Вт	9000
Передавальне відношення зубчастої передачі	idealGear, ratio	1
Передавальне відношення передачі гайка-гвинт	idealGearR2T, ratio, рад/м	$2 * 3.14 / 0.024$
Сенсор кутової швидкості гайки	speedSensor, рад/с	78.5
Вага штанг та рідини	constantForce, Н	-30000
Сенсор швидкості гвинта	speedSensor1, м/с	0.3

Для повного і точного проектувального розрахунку зубчастої циліндричної евольвентної передачі необхідно знати: передавальне число передачі, крутний момент на одному з валів, частоту обертання одного з валів, сумарне машинний час роботи передачі, тип передачі (прямозуба, косозуба або шевронна), вид передачі (із зовнішнім зачепленням або внутрішнім), графік навантаження (режим роботи - частка часу дії максимальних навантажень), матеріал і термообробку шестерні і колеса, схему розташування передачі в редукторі і в загальній схемі приводу. На підставі перерахованих вище вихідних даних за допомогою численних таблиць, різноманітних діаграм, коефіцієнтів, формул визначаються основні параметри зубчастої

передачі: міжосьова відстань, модуль, кут нахилу зубів, число зубів шестерні і колеса, ширини зубчастих вінців шестерні і колеса. У детальному алгоритмі розрахунків є близько п'ятдесяти смислових програмних кроків. При цьому часто при роботі доводиться повертатися на кілька кроків назад, скасовувати прийняті раніше рішення і знову рухатися вперед, розуміючи, що, можливо, доведеться знову повернутися. Знайдені в результаті такої роботи розрахункові значення міжосьової відстані і модуля необхідно в кінці розрахунків округлити до найближчого більшого значення з стандартизованого ряду.

При одиничному виготовленні передачі деколи простіше, швидше і дешевше спроектувати і виготовити зубчасту пару з деяким зайвим запасом міцності. Проектувальний розрахунок циліндричної зубчастої передачі будемо виконувати в листі MS Excel [19] (рис. 3.2). Використовуючи цю програму розрахунку, можна легко і досить швидко перевірити результати, отримані, наприклад, за допомогою іншої аналогічної програми або переконатися в правильності «ручних» розрахунків.

№	Параметр	Значення	Одиниця
Проектний розрахунок циліндричної зубчастої передачі			
<i>Матеріал зубчастих шестерень і коліс - Сталь45, Сталь40X (HRC 30...36; [σH]=600МПа)</i>			
1	Коефіцієнт корисної дії передачі	КПД=	0,885
2	Інтегральний коефіцієнт	K=	13,0
3	Кут нахилу зубів(попередній)	β _п =	0,000 градусы
4	Передаточне число(попередній)	u _п =	1,000
5	Потужність на швидкохідному валу передачі	P ₁ =	15000 Вт
6	Частота обертання швидкохідного вала	n ₁ =	1000 об/мин
7	Обертальний момент на швидкохідному валу	T ₁ =	143,239 н*м
8	Потужність на тихохідному валу передачі	P ₂ =	13268 Вт
9	Частота обертання тихохідного вала	n ₂ =	1000 об/мин
10	Обертальний момент на тихохідному валу	T ₂ =	126,701 н*м
11	Розрахунковий діаметр діляльного кола шестерні	d _{1p} =	82,265 мм
12	Розрахунковий діаметр діляльного кола колеса	d _{2p} =	82,265 мм
13	Максимальний розрахунковий модуль зачеплення	m(max) _p =	4,839 мм
14	Мінімальний розрахунковий модуль зачеплення	m(min) _p =	2,420 мм
15	Модуль зубчастого зачеплення	m=	3,000 мм
16	Розрахункова ширина зубчастого вінця колеса	b _{2p} =	49,359 мм
17	Ширина зубчастого вінця колеса	b ₂ =	50,000 мм
18	Ширина зубчастого вінця шестерні	b ₁ =	54,000 мм
19	Розрахункове число зубів шестерні	z _{1p} =	27,4 шт
20	Кількість зубів шестерні	z ₁ =	93 шт
21	Розрахункове число зубів колеса	z _{2p} =	93,0 шт
22	Число зубів колеса	z ₂ =	93 шт
23	Передавальне число (остаточне)	u=	1,000
24	Відхилення передавального числа від попереднього	delta=	0,00 %
25	Розрахункова міжосьова відстань зубчастої передачі	a _{wp} =	279,000 мм
26	Міжосьова відстань зубчастої передачі	a _w =	280,000 мм
27	Кут нахилу зубів (уточнений)	β=	0,000 градусы

Рисунок 3.2- Програма розрахунку зубчастої передачі

Матеріалом для всіх зубчастих коліс вибираємо Сталь 40Х або Сталь 45 з твердістю HRC 30 ... 36 (для шестерні - твердіше, для колеса - м'якше, але в цьому діапазоні) і допустимими контактними напруженнями $[\sigma_H] = 600$ МПа. На практиці - це найбільш поширений і доступний матеріал і термообробка.

В Excel в комірках зі світло-зеленою і блакитно заливкою пишемо вихідні дані і уточнені користувачем (прийняті) розрахункові дані. В комірках з ясно-жовтою заливкою зчитуємо результати розрахунків. В комірках зі світло-зеленої заливкою поміщені мало схильні до змін вихідні дані. Заповнюємо комірки з вихідними даними:

1. Коефіцієнт корисної дії передачі **ККД** (це ККД евольвентного зубчастого зачеплення і ККД двох пар підшипників кочення) пишемо

в клітинку D3 : **0,885**

2. Значення інтегрального коефіцієнта **K**, залежить від типу передачі (прямозуба), записуємо

в клітинку D4 : **13,0**

3. Кут нахилу зубів (попередній) **β** в градусах вибираємо з рекомендованого діапазону в примітці до комірки D5 і вводимо

в клітинку D5 : **0,000**

4. Передаточне число **u** , записуємо

в клітинку D6 : **1,000**

5. Записуємо потужність на швидкохідному валу передачі **P1** в ватах

в клітинку D7 : **15000**

6. Частоту обертання швидкохідного вала **n_1** в оборотах в хвилину вводимо

в клітинку D8 : **1000**

Програма розрахунку зубчастої передачі видає перший блок розрахункових параметрів:

7. Обертовий момент на швидкохідному валу **T1** в Н*м

в клітинці $D9 : = 30 * D7 / (\Pi () * D8) = 143,239$

$T 1 = 30 * P 1 / (3,14 * n 1)$

8. Потужність на тихохідному валу передачі $P 2$ в ватах

в клітинці $D10 : = D7 * D3 = 13268$

$P 2 = P 1 * \text{ККД}$

9. Частота обертання тихохідного вала $n 2$ в оборотах в хвилину

в клітинці $D11 : = D8 / D6 = 1000$

$n 2 = n 1 / u п$

10. Обертний момент на тихохідному валу $T 2$ в Н*м

в клітинці $D12 : = 30 * D10 / (\Pi () * D11) = 126,701$

$T 2 = 30 * P 2 / (3,14 * n 2)$

11. Розрахунковий діаметр ділильного кола шестерні $d 1p$ в міліметрах

в клітинці $D13 : = D4 * (D12 * (D6 + 1) / D6) ^ 0,33333333 = 82,265$

$d 1p = K * (T 2 * (u п + 1) / u п) ^ 0,33333333$

12. Розрахунковий діаметр ділильного кола колеса $d 2p$ в міліметрах

в клітинці $D14 : = D13 * D6 = 82,265$

$d 2p = d 1p * u п$

13. Максимальний розрахунковий модуль зачеплення $m (\max) p$ в міліметрах

в клітинці $D15 : = D13 / 17 * \text{COS} (D5 / 180 * \Pi ()) = 4,839$

$m (\max) p = d 1p / 17 * \text{cos} (b п)$

14. Мінімальний розрахунковий модуль зачеплення $m (\min) p$ в міліметрах

в клітинці $D16 : = D15 / 2 = 2,420$

$m (\min) p = m (\max) p / 2$

15. Вибираємо модуль зачеплення m в міліметрах з діапазону розрахованих вище значень і з стандартизованого ряду, наведеного в примітці до комірки B17 і записуємо

в клітинку $D17 : 3,000$

Далі в діалоговому режимі користувача і програми визначаємо наступні основні параметри зубчастої передачі:

16. Розрахункова ширина зубчастого вінця колеса **b 2p** в міліметрах

$$\text{в клітинці } D18 : = D13 * 0,6 = \mathbf{49,359}$$

$$\mathbf{b\ 2p = d\ 1p * 0,6}$$

17. Округляємо ширину зубчастого вінця колеса **b 2** в міліметрах і
ВВОДИМО

$$\text{в клітинку } D19 : \mathbf{50,000}$$

18. Програма визначає ширину зубчастого вінця шестерні **b 1** в міліметрах

$$\text{в клітинці } D20 : = D19 + 4 = \mathbf{54,000}$$

$$\mathbf{b\ 1 = b\ 2 + 4}$$

19. Далі знаходиться розрахункове число зубів шестерні **z 1p**

$$\text{в клітинці } D21 : = D13 * \text{COS} (D5 / 180 * \text{ПІ} ()) / D17 = \mathbf{27,4}$$

$$\mathbf{z\ 1p = d\ 1p * \text{cos} (b\ \text{п}) / m}$$

20. Округляємо отримане вище значення числа зубів шестерні **z 1** і
записуємо

$$\text{в клітинку } D22 : \mathbf{93}$$

21. Далі за аналогією - розрахункове число зубів колеса **z 2p**

$$\text{в клітинці } D23 : = D22 * D6 = \mathbf{93,0}$$

$$\mathbf{z\ 2p = z\ 1 * u\ \text{п}}$$

22. Округлене число зубів колеса **z 2** записуємо

$$\text{в клітинку } D24 : \mathbf{93}$$

23. Уточнюємо розрахунком передавальне число (остаточне) **u**

$$\text{в клітинці } D25 : = D24 / D22 = \mathbf{1,000}$$

$$\mathbf{u = z\ 2 / z\ 1}$$

24. Розраховуємо відхилення остаточного передавального числа від попереднього **delta** в процентах і порівнюємо з допустимими значеннями, наведеними в примітці до клітинки D26

в клітинці $D26 : = (D25 / D6-1) * 100 = 0,00$

$\mathbf{delta} = u / u \pi - 1$

25. Далі програма знаходить розрахункову міжосьова відстань зубчастої передачі **awp** в міліметрах

в клітинці $D27 : = D17 * (D22 + D24) / (2 * \text{COS} (D5 / 180 * \text{ПІ} ())) = 279,000$

$\mathbf{awp} = m * (z_1 + z_2) / (2 * \text{cos} (b \pi))$

26. Округляємо в більшу сторону розрахункове значення міжосьової відстані зубчастої передачі по стандартизованому ряду, наведеному в примітці до клітинки D28, і вводимо остаточну міжосьову відстань **aw** в міліметрах

в клітинку D28 : **280,000**

27. На завершення програма уточнює кут нахилу зубів зубчастої передачі **b** в градусах

в клітинці $D27 : = \text{ЕСЛИ} (D5 = 0; 0; \text{ACOS} (D17 * (D22 + D24) / (2 * D28))) / \text{ПІ} () * 180) = 0,000$

$\mathbf{b} = \text{arccos} (m * (z_1 + z_2) / (2 * aw))$

3.2. Проектування приводу в SOLIDWORKS

3.2.1. Вибір і обґрунтування САПР

Будь-які програмні продукти САПР з точки зору проектувальника за призначенням можна умовно класифікувати:

1) універсальні (типу AutoCAD, MathCAD) - для рішення широкого кола задач в машинобудуванні, приладобудуванні, архітектурі, будівництві і т. д.;

2) спеціалізовані (типу Electronics Workbench, PCAD, OrCAD застосовують тільки для проектування електротехнічної і радіоелектронної апаратури, САПР ТП - для рішення задач технологічної підготовки виробництва;

3) утилітарного призначення (мови програмування, програми для конвертації-конвектори, переглядачі і т. п.).

Для виконання даної роботи вибираємо наступний програмний продукт - SolidWorks [20]. Ця програма відноситься до універсальних. Критеріями її відбору є:

- 1) можливість ефективного рішення поставленої задачі;
- 2) можливість підтримки форматів стандартних зовнішніх файлів обміну;
- 3) можливість розробки прикладних застосувань для даної системи на мовах високого рівня;
- 4) простота освоєння;
- 5) висока міра поширеності.

SolidWorks - розробка SolidWorks Corp. (США), незалежного підрозділу компанії Dassault Systemes. SolidWorks є могутнім засобом проектування, який повністю вирішує проблеми щоденної практичної роботи інженера-проектувальника. SolidWorks служить основою для побудови інтегрованого комплексу автоматизації підприємства і дозволяє здійснити наскрізний процес проектування, інженерного аналізу і підготовки виробництва виробів будь-якої складності і призначення. Ця система не має обмежень по кількості компонентів складних зборок, надає багаті можливості для оформлення конструкторської документації, роботи з листовим металом, створення фотореалістичних зображень. SolidWorks сертифікований на відповідність вимогам CALS-технологій і дозволяє здійснювати підтримку повного життєвого циклу виробу, включаючи створення інтерактивної документації на виріб і забезпечення обміну даними з іншими системами. Незаперечною перевагою системи є її повна русифікація. Всі методичні допомоги і керівництво користувача SolidWorks, а також меню і інтерфейс користувача реалізовані на російській мові. SolidWorks повністю підтримує стандарти ЕСКД в частині оформлення конструкторської документації. Таким чином,

можна сказати, що SolidWorks - це комплексна САПР, яка давно "переросла" системи середнього рівня, як по функціональності, так і по широті інтегрованих рішень, що створюються компанією-розробником, і досягла можливостей систем верхнього рівня. Остання версія SolidWorks містить більше за 250 удосконалень, створених на основі вимог користувачів. Нова версія в декілька разів перевершує попередню по продуктивності.

3.2.2. Опис алгоритму побудови 3D моделі деталі

Для створення файлу нової моделі виконуємо наступні дії Файл – New (Створити) або на Стандартній панелі (рис. 3.3) клацаємо на піктограмі Створити.

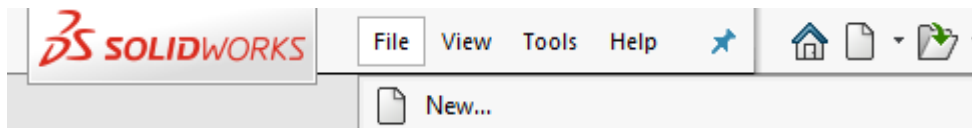


Рисунок 3.3 – Стандартна панель

В діалоговому вікні вибираємо тип нового документу Part і клацаємо на кнопку ОК. На екрані з'явиться вікно нової деталі. Для створення файлу моделі натискаємо на Стандартній панелі кнопку Зберегти. В полі ім'я файлу вікна збереження документу вводимо назву деталі "Вал" і зберігаємо документ.

Ескізи є основою для створення тривимірних твердотілих моделей деталей. Тому створення будь-якої деталі в SolidWorks, якою би простою або складною вона не була, починається з креслення ескізу. В SolidWorks такі ескізи кресляться на площині. За замовчуванням при створенні нової деталі дається три взаємно ортогональні площини, що проходять через початок координат. На Command Manager натискаємо кнопку Ескіз вибираємо передню ізометрію "Front Plane" після цього ми можемо побудувати ескіз.

Нам стало доступне діалогове вікно Sketch (Ескіз – рис. 3.4) і, користуючись інструментами даного вікна будуємо початковий ескіз (рис. 3.6).

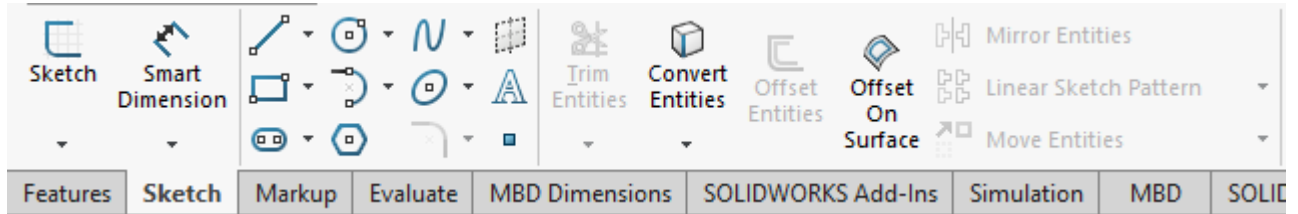


Рисунок 3.4 – Діалогове вікно Ескіз

Для створення 3D моделі нам потрібно перейти на вкладку Features щоб отримати комплект функцій для побудови 3D моделі (рис. 3.5).

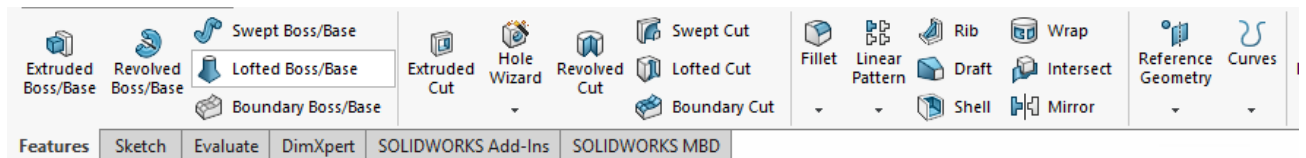


Рисунок 3.5 – Features

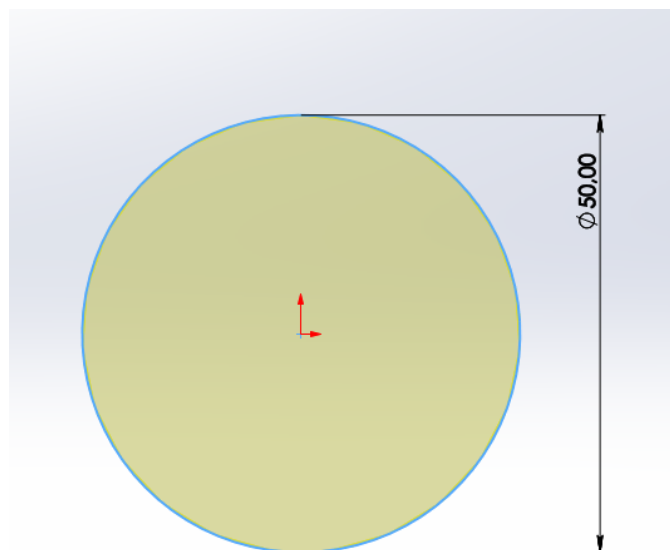


Рисунок 3.6 – Ескіз

В дереві побудови вибираємо ескіз, над яким потрібно використати інструмент. В даному випадку вибираємо функцію Extruded Boss, вписуємо

дані нашої деталі і клацаємо "ок" (рис. 3.7). Користуючись кресленням і інструментами закінчуємо нашу модель (рис. 3.8) .

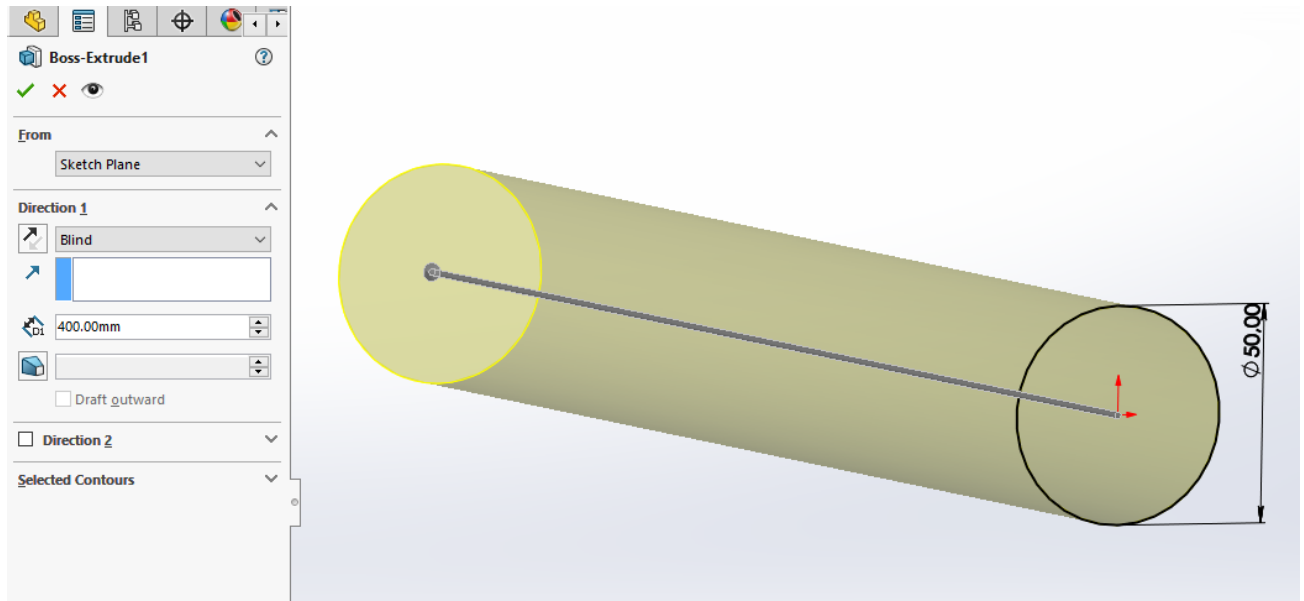
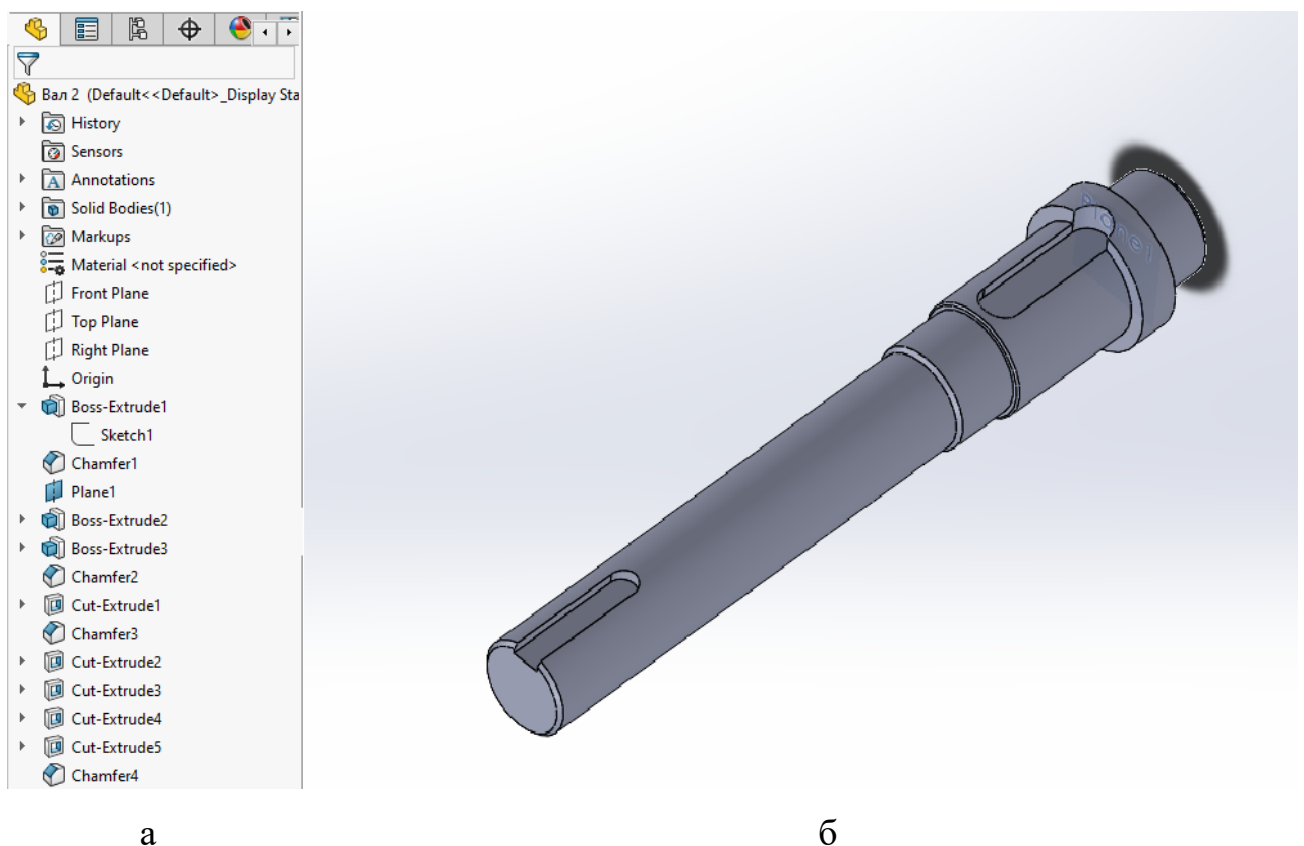


Рисунок 3.7 – Extruded Boss



а

б

Рисунок 3.8 – Дерево побудови (а) та деталь (б)

3.2.3. Опис алгоритму побудови 3D моделі складальної одиниці

Збірка – це вузол, що складається з двох або більше деталей - так званих компонентів. Одна збірка може бути вузлом іншої збірки. Компоненти пов'язані з файлом збірки. Файли збірки мають розширення .sldasm. Розташування та орієнтація компонентів в збірці задається за допомогою взаємозв'язків, що встановлюють взаємозв'язок між компонентами.

Відкриваємо готову деталь "Вал", через діалогове вікно нажимаємо на файл та вибираємо "Make Assembly from Part" (рис. 3.9)

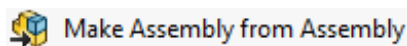


Рисунок 3.9 - Make Assembly from Part

Нас переміщає в складальне вікно і відкриває спектр нових можливостей з деталлю. На наступному кроці потрібно вибрати деталь зліва у вікні і клацнути на екран моделі. Після чого в діалоговому вікні Assembly (рис. 3.10), вибираємо Insert Components додаємо деталь 'Шпонка'.

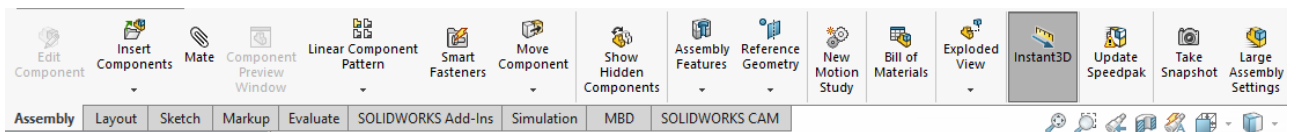


Рисунок 3.10 – Assembly

Щоб почати складати модель нам потрібна шестерня. В SolidWork 2020 є стандартна бібліотека (Tollbox), в якій ми вибираємо шестерню. В діалоговому вікні вписуємо модуль зубчастого зачеплення (5), кількість зубів (93), та ширину вінця (50). Отримуємо 3 деталі (рис. 3.11).

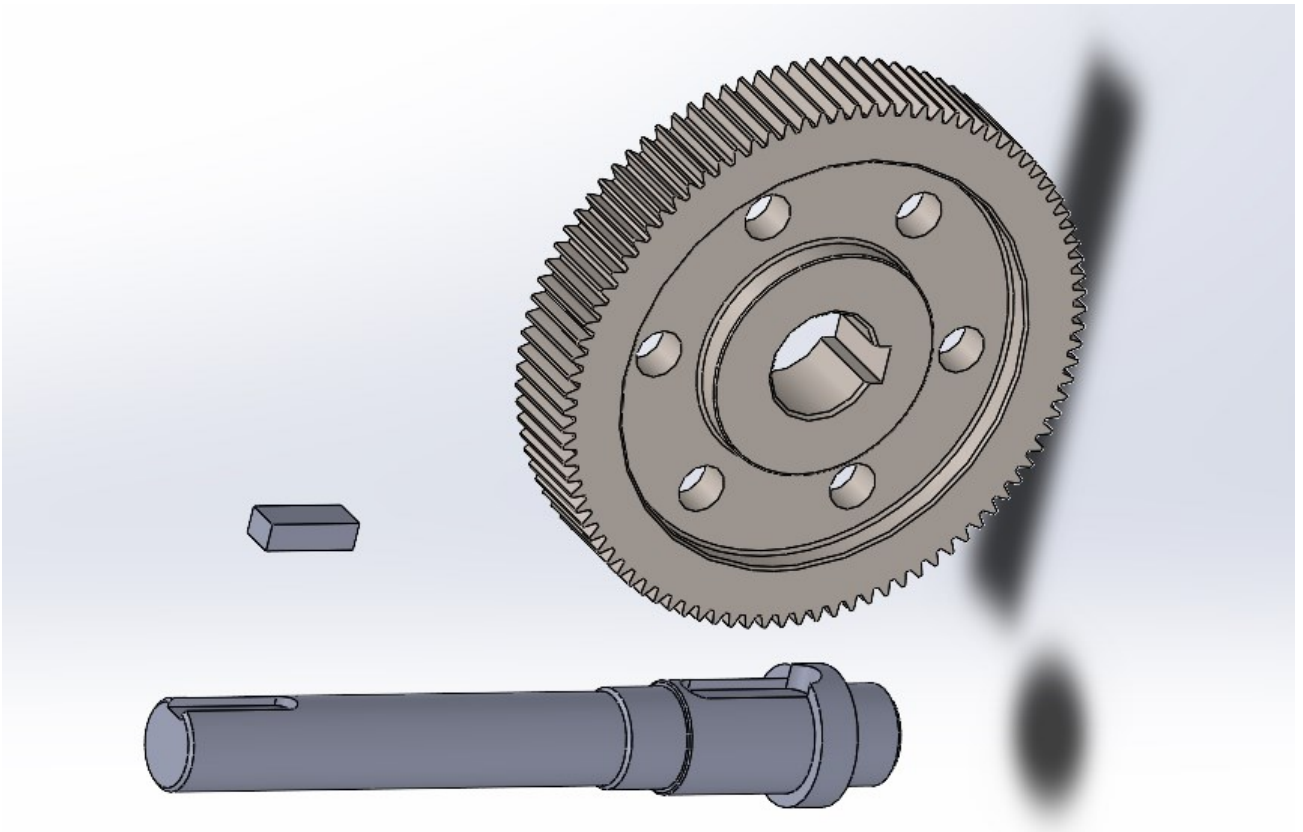


Рисунок 3.11 – Деталі складальної одиниці

Використовуємо функцію Mate клацаємо на місця з'єднання шестерні та вала, обираємо умову з'єднання (рис. 3.12) та клацаємо на галочку. Користуючись діалоговим вікном 'Assembly' закінчуємо складання (рис. 3.13).

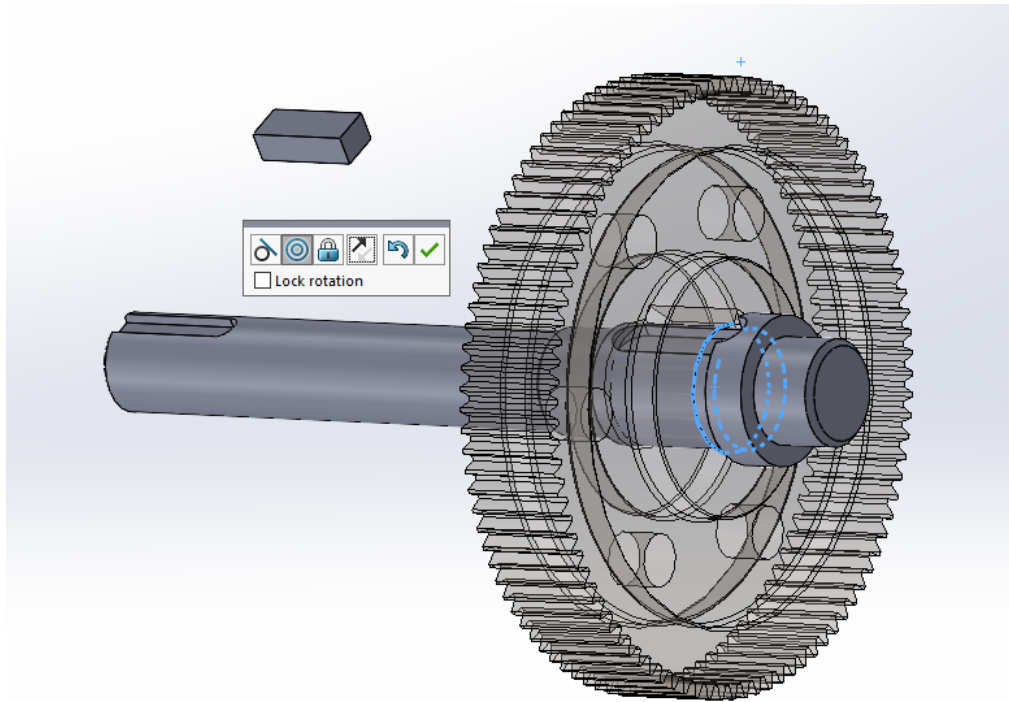
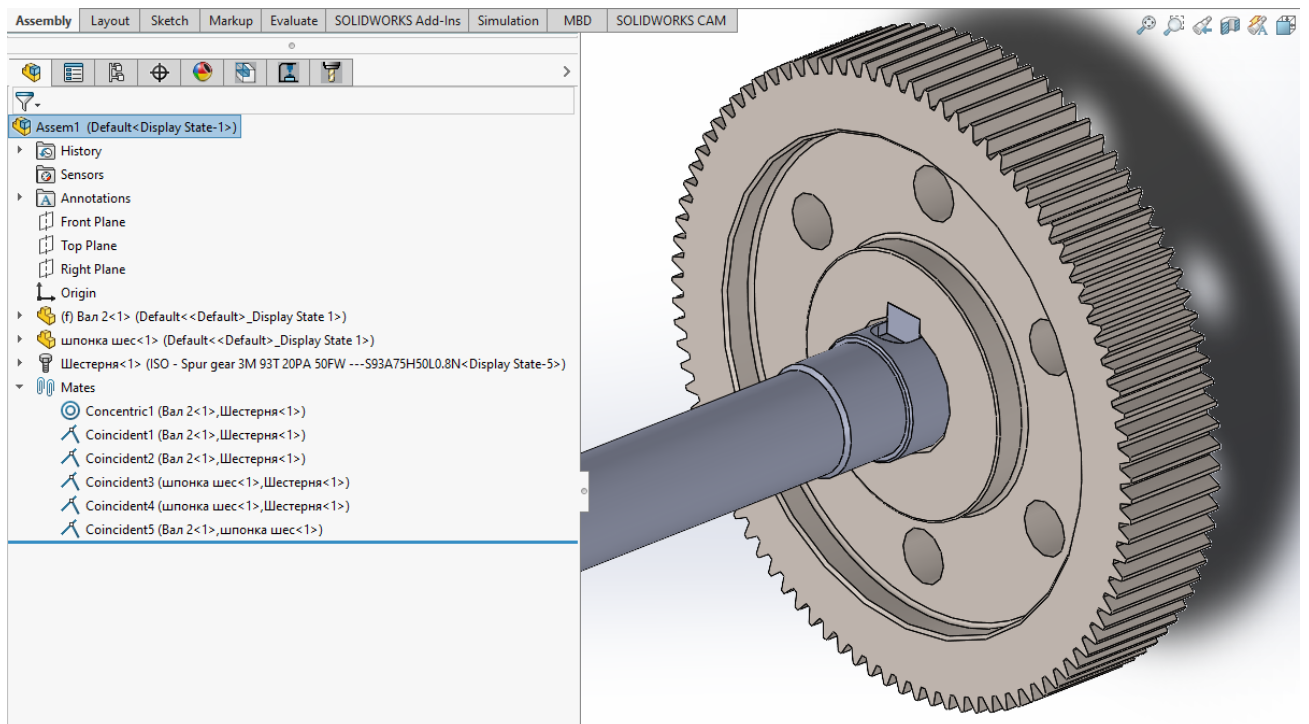


Рисунок 3.12 – Концентричність поверхонь



а

б

Рисунок 3.13 – Умови з'єднання (а) та складальна одиниця (б)

РОЗДІЛ 4. СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНИЙ АНАЛІЗ ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА

4.1. Моделювання статичної міцності

Метою скінченно-елементного аналізу, виконаного за допомогою SOLIDWORKS Simulation [21], є перевірка статичної і втомної міцності шарико-гвинтової передачі (гвинт-гайка). Для цього будуємо спрощену параметричну модель передачі у SOLIDWORKS (рис. 4.1-4.3). Моделі гвинта і гайки будується шляхом вирізання в циліндрі ескізу по гвинтовій траєкторії. Модель кульки будується шляхом обертання ескізу навколо осі.

Група спряжень (рис. 4.2а) використовується для того щоб виставити кульку в початкове положення - на початок гвинтової лінії. Для параметризації використовується рівняння (рис. 4.2б). Створюються рівняння таким чином, щоб усі параметри моделі залежали від трьох базових параметрів: кроку гвинта $pitch$, діаметра гвинтової лінії d і діаметра кульки db . Готова тривимірна параметрична модель показана на рисунку 4.3.

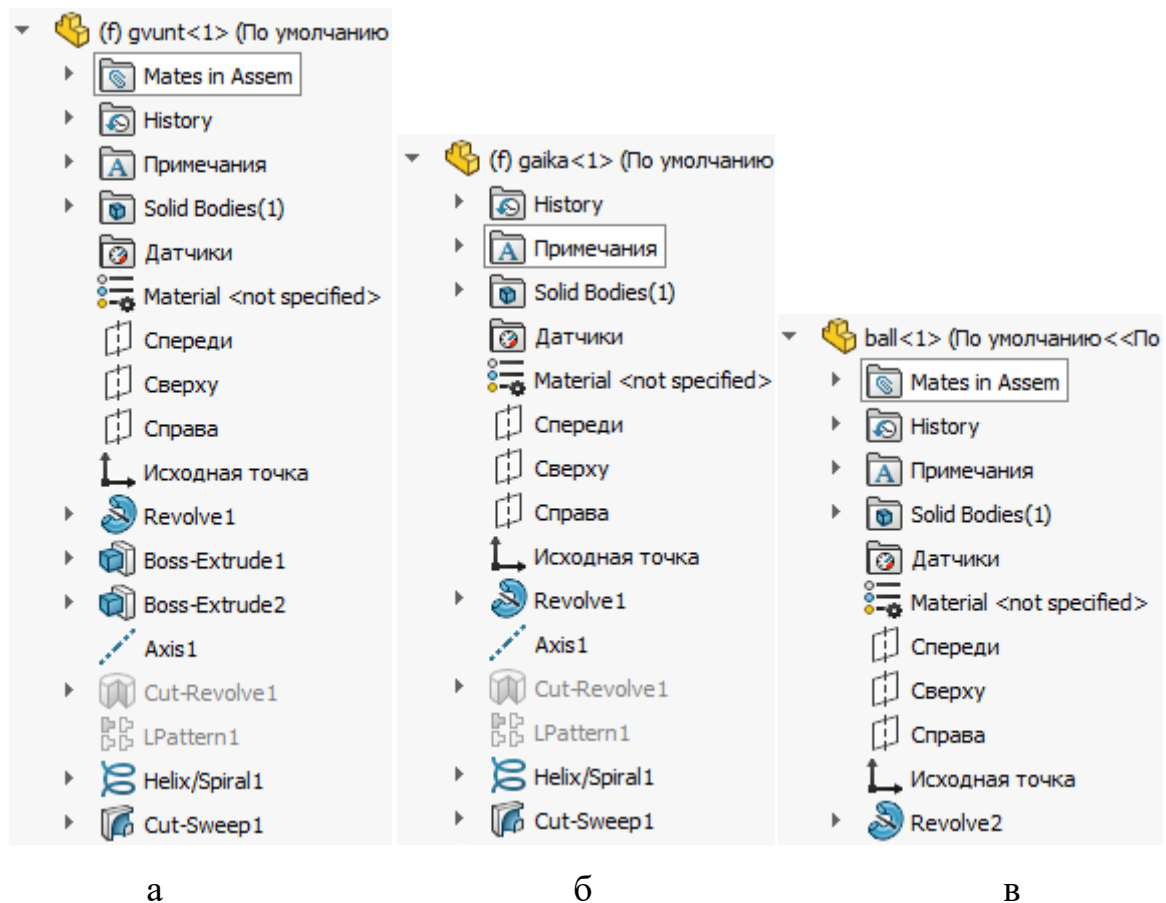


Рисунок 4.1 - Деревя побудови моделей гвинта (а), гайки (б) та кульки (в) в SolidWorks

Name	Value / Equation	Evaluates to
Global Variables		
"pitch"	= 24	24
"d"	= 36 * 2	72
"db"	= 14	14
<i>Add global variable</i>		
Features		
<i>Add feature suppression</i>		
Equations - Top Level		
"D1@Distance2"	= "d" / 2	36mm
<i>Add equation</i>		
Equations - Components		
"D1@Sketch3@gvunt<1>.P= "d"		72.00mm
"D1@Sketch1@gvunt<1>.P= "d" / 2 - 1		35.00mm
"D4@Helix/Spiral1@gvunt<1>.P= "pitch"		24.00mm
"D3@Sketch2@gvunt<1>.P= "db"		14.00mm
"D1@Sketch2@gvunt<1>.P= "d" / 2		36.00mm
"D3@Sketch1@gaika<1>.P= "d" / 2 + 1		37mm
"D1@Sketch3@gaika<1>.P= "d"		72mm
"D4@Helix/Spiral1@gaika<1>.P= "pitch"		24mm
"D1@Sketch2@gaika<1>.P= "d" / 2		36mm
"D3@Sketch2@gaika<1>.P= "db"		14mm
"D1@Sketch1@ball<1>.Par= "db" / 2 - 0.1		6.9mm
<i>Add equation</i>		

Рисунок 4.2 - Група спряжень (а) та рівняння збірки (б)

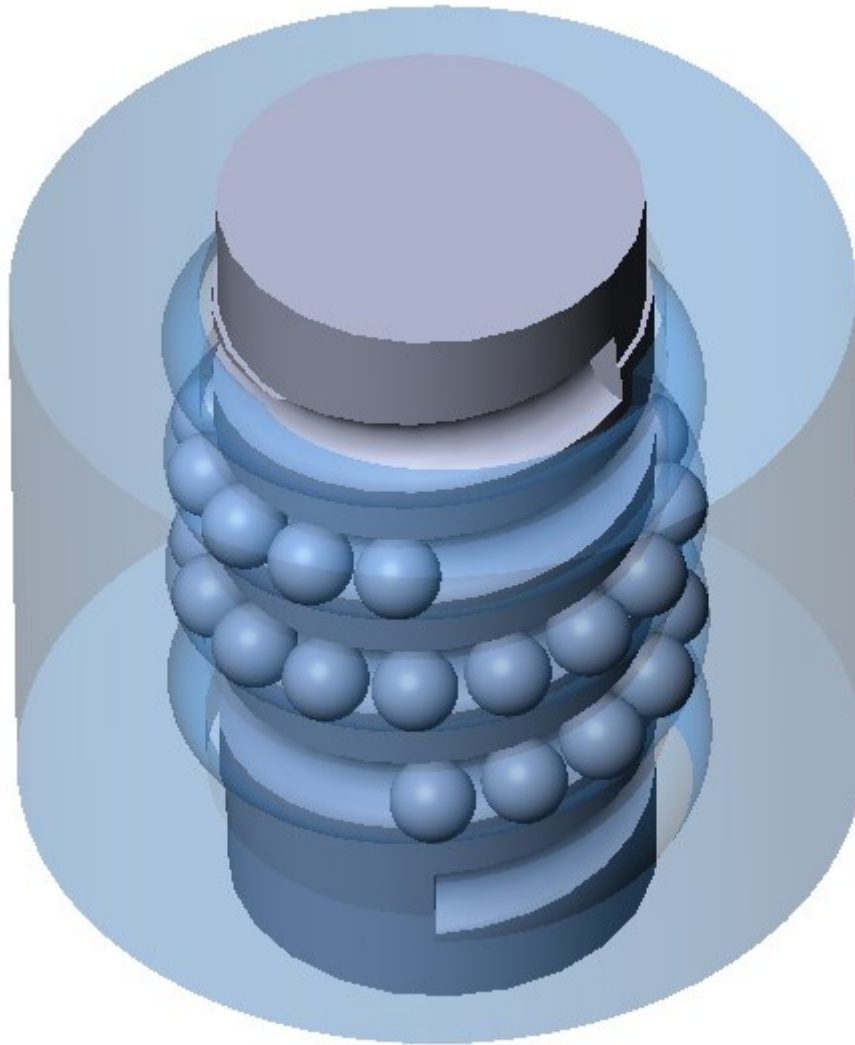


Рисунок 4.3 - Параметрична модель шарико-гвинтової передачі

Дерево побудови скінченно-елементної моделі показано на рисунку 4.4. Під час побудови моделі потрібно уважно ставитись до параметрів контакту. Для пришвидшення обчислень можна використовувати контакт типу Bonded.

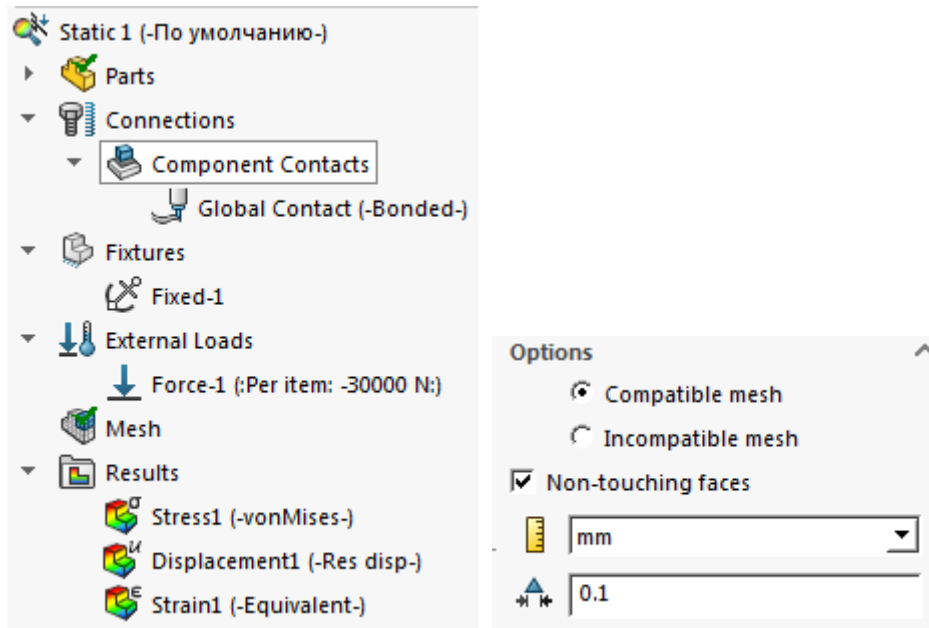


Рисунок 4.4 - Дерево побудови FEA-моделі та опції контакту типу Bonded

Опції статичного аналізу показані на рисунку 4.5. Матеріал деталей наступний - легована сталь. Далі слід вказати граничні умови і навантаження. Верхній торець гайки нерухомий. А на нижній торець гвинта діє сила 30000 Н.

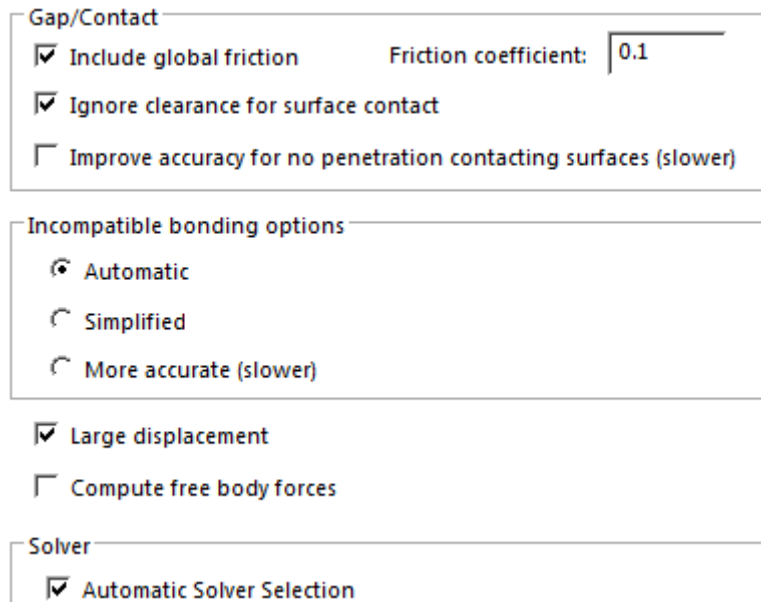


Рисунок 4.5 - Опції статичного аналізу

Слід створювати сітку з не дуже дрібним кроком (рис. 4.6). В іншому випадку це може призвести до тривалих обчислень. Також слід створювати сітку, яка основана на кривизні. Це дозволить підвищити точність обчислень.

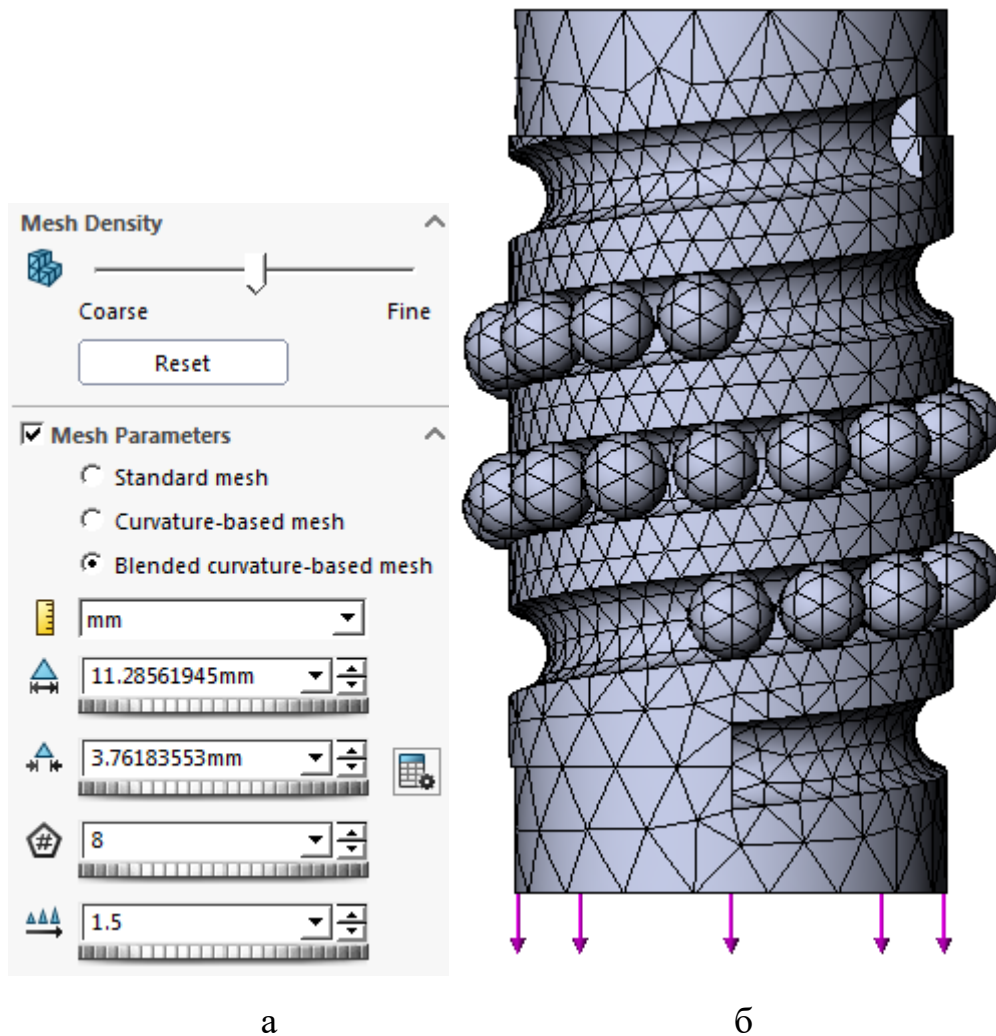


Рисунок 4.6 - Параметри сітки (а) і сітка елементів (б)

В результаті обчислень отримано розподіл еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера (рис. 4.7-4.8). Як видно, максимальні напруження концентруються в зонах контакту кульок з гвинтом. Помітно, що перша кулька навантажується найбільше, а остання - найменше. Максимальні напруження біля першої кульки сягають значення 39 МПа. Це набагато менше, ніж границя плинності матеріалу. Проте слід провести додатковий аналіз на втомну міцність.

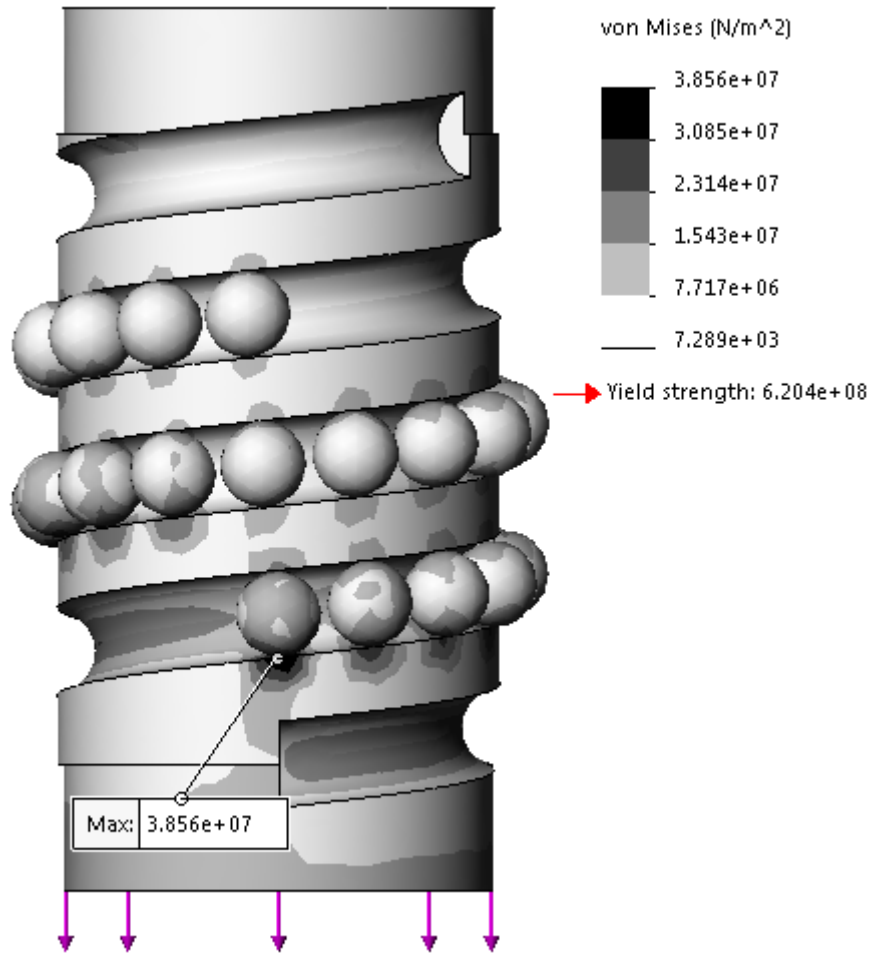


Рисунок 4.7 - Розподіл еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера

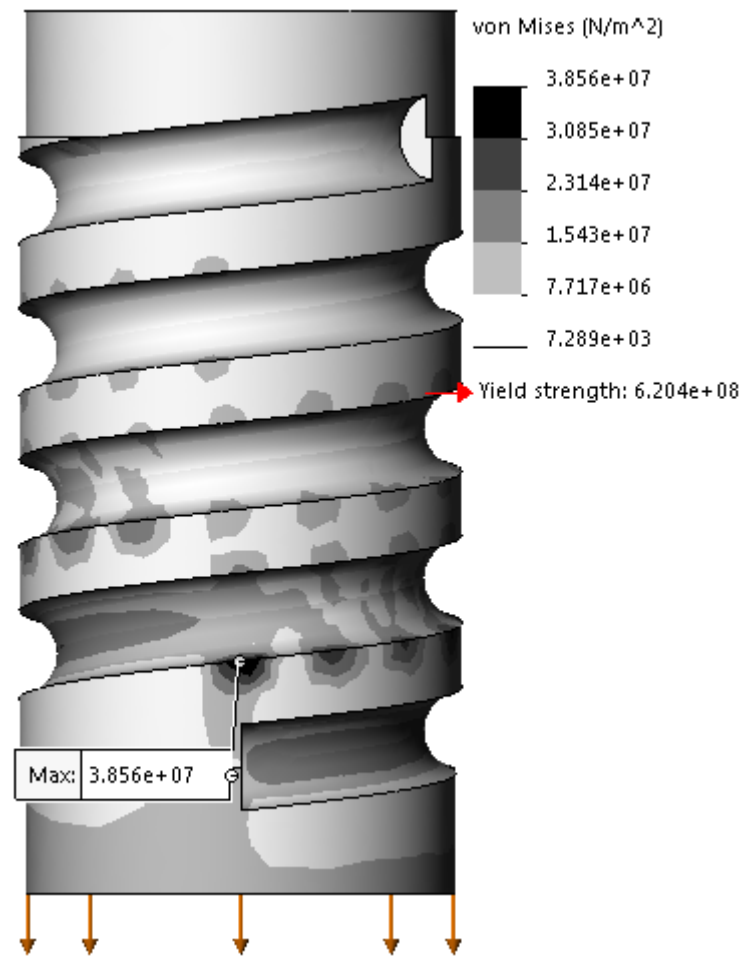


Рисунок 4.8 - Розподіл еквівалентних напружень в гвинті за критерієм Мізеса-Губера

4.2. Моделювання втомної міцності

На рисунку 4.9 показана крива втоми для легованої сталі. Такий матеріал має границю автономної міцності 270 МПа. Під час створення втомного навантажування було вказано віднульовий тип навантажування ($R=0$).

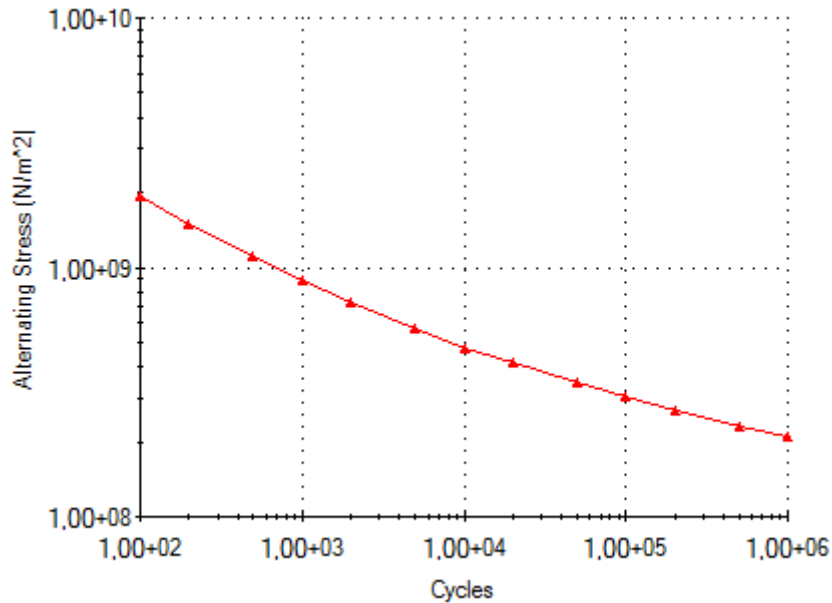


Рисунок 4.9 - Крива втоми легованої сталі для $R=-1$

Результати (рис. 4.10) показують значення коефіцієнта запасу міцності. Найменше значення спостерігається в зоні першої кульки - 41. Іншими словами, навантаження можуть бути збільшені в 41 раз і тільки тоді виникне небезпека втомного руйнування.

Таким чином статична та втомна міцність передачі гвинт-гайка забезпечується. Для збільшення міцності передачі слід збільшувати кількість рядів кульок.

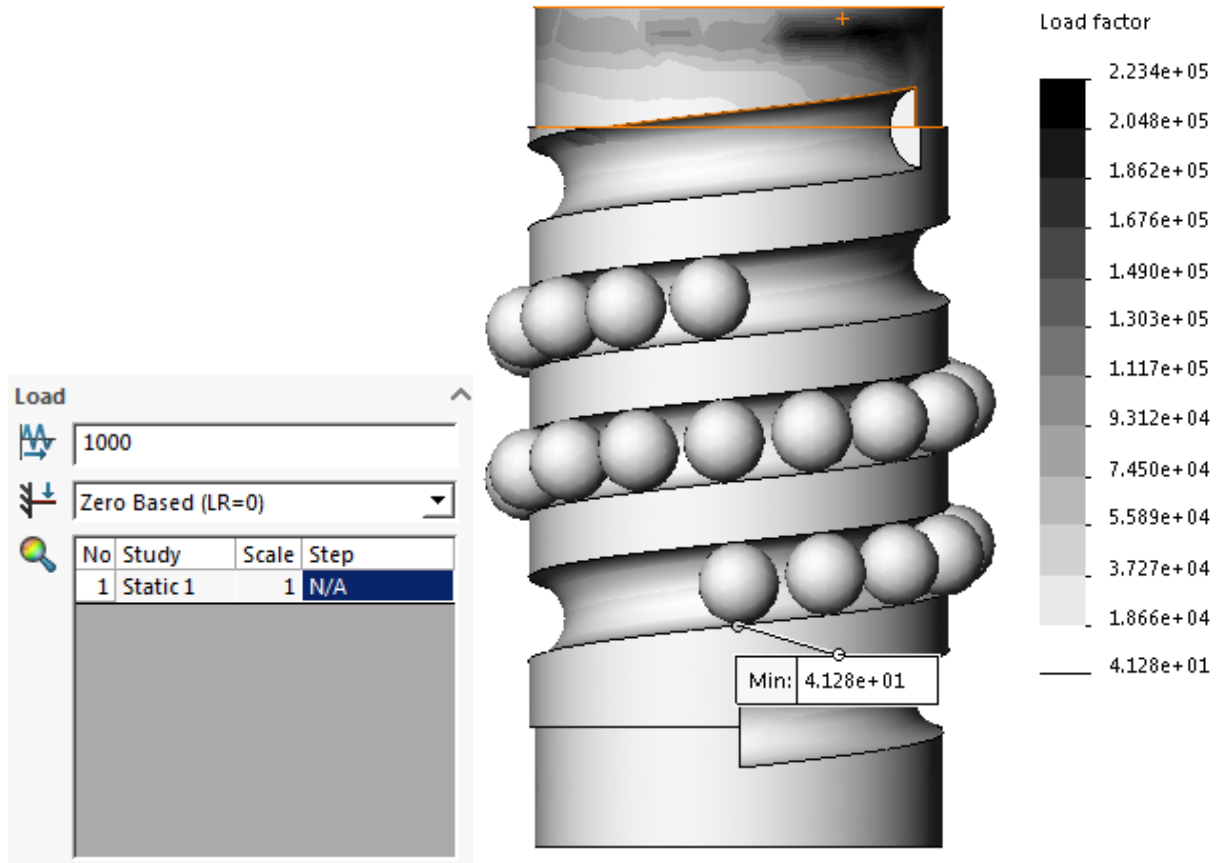


Рисунок 4.10 - Значення коефіцієнта запасу міцності

ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано можливості керування довжиною ходу плунжера шляхом зміни частоти приводу. Виявлено, що сучасні лінійні приводи з електродвигуном зі змінною частотою обертання можуть бути обладнані такою системою. З метою спрощення редуктора автором запропоновано замінити передачу колесо-рейка на шарико-гвинтову передачу.

2. Розроблено Modelica-моделі різного рівня абстракції та спроектовано систему автоматичного керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса на основі платформи Arduino. Моделі показали ефективність застосування такої системи.

3. Спроектовано в SOLIDWORKS новий лінійний привід установки на основі шарико-гвинтової передачі, який володіє простою конструкцією та адаптований для застосування разом з розробленою системою автоматичного керування.

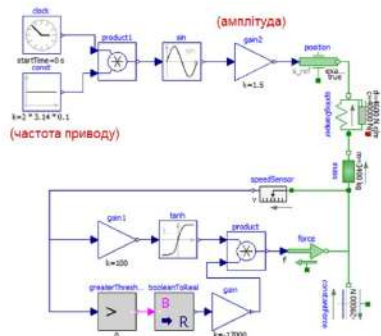
4. Перевірка працездатності шарико-гвинтової передачі шляхом скінченно-елементного аналізу показала, що статична та втомна міцність передачі забезпечені.

Список використаних джерел

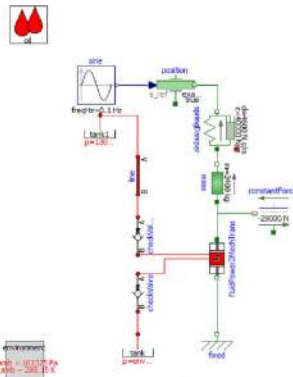
1. Копей, В. Модель системи керування довжиною ходу плунжера свердловинного штангового насоса шляхом зміни дорезонансної частоти приводу / В. Копей, І. Легедза // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2021) : матеріали тез доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 26–27 травня 2021 р.) : у 2 т., т. 2 / Національний університет «Чернігівська політехніка» [та ін.] ; відп. за вип.: Єрошенко Андрій Михайлович [та ін.]. - Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2021. - С.119-120.
2. Олійник, А.П. Використання явища резонансу для комплектування колони насосних штанг / А.П. Олійник, Б.В. Копей, Ю.С. Зінченко, В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - №1 (38). - 2011. - С.69-75.
3. Копей, В.Б. Науково-методологічні основи автоматизованого проектування обладнання штангової свердловинної насосної установки [Текст]: у 2 ч. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.12: захищена 20.11.20: затв. 09.02.21 / Копей Володимир Богданович. - Івано-Франківськ, 2020. - 683 с.
4. Якимов С. Б., Клусов А. А., Баринов А. А., Линейный привод ШГН. Первый опыт применения в России // ТЕРРИТОРИЯ НЕФТЕГАЗ. № 8, август, 2013, с. 48-54.
5. Молчанов А.Г. Станки-качалки: проблемы и перспективы совершенствования // Промышленные ведомости. – 2007. – № 10.
6. Ганеев Р.З. УШГН в ОАО «Варьганнефтегаз»: решения для снижения удельных затрат на добычу нефти // Вестник механизированной добычи (приложение к журналу «Новатор»): Спецвыпуск, 2012. – С. 21–27.
7. Рабинович А.И. О границе энергоэффективности УЭЦН и УГШН // Инженерная практика. – 2012. – № 10.

8. Якимов С.Б., Косилов Д.А., Баринов А.А. Линейный привод штангового насоса: передовой опыт из Трансильвании // Вестник механизированной добычи (приложение к журналу «Новатор»). – 2013. – № 4. – С. 68–72.
9. Белов И.Г. Исследование работы глубинного насоса динамографом. – М.: Гостоптехиздат, 1960. – С. 10–11.
10. Шабанов В. А. , Лопатин В. П. Электрооборудование технологических установок в нефтегазовой промышленности. Часть 1. Электропривод и электроснабжение установок бурения и насосной добычи нефти. Учебное пособие. - Уфа : Уфимский государственный нефтяной технический университет, 2006. - 72 с. <https://studfile.net/preview/2194372/>
11. Fritzson, Peter A. Principles of object oriented modeling and simulation with Modelica 3.3: a cyber-physical approach / Peter Fritzson. - 2nd edition. - Wiley-IEEE Press, 2014. - 1256 p.
12. Карвинен Т., Карвинен К., Валтокари В. Делаем сенсоры: проекты сенсорных устройств на базе Arduino и Raspberry Pi. - М.: И.Д.Вильямс, 2015. - 445с.
13. https://edg.uchicago.edu/tutorials/load_cell/
14. <http://wiki.amperka.ru/%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%B4%D1%83%D0%BA%D1%82%D1%8B:hc-sr04-ultrasonic-sensor-distance-module>
15. <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9F%D0%98%D0%94-%D1%80%D0%B5%D0%B3%D1%83%D0%BB%D1%8F%D1%82%D0%BE%D1%80>
16. <https://github.com/br3ttb/Arduino-PID-Library/>
17. <https://alexgyver.ru/gyverpid/>
18. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн. — Калининград: Янтар. сказ. 2002. — 454 с.

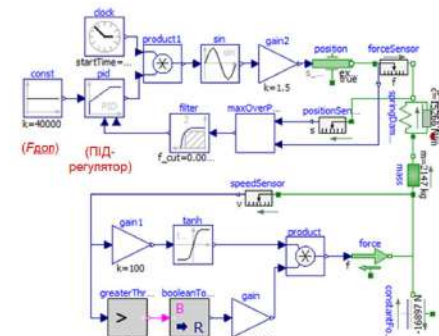
19. Расчет зубчатой передачи в Excel - Блог Александра Воробьева. URL: <http://al-vo.ru/mekhanika/raschet-zubchatoy-peredachi.html>
20. Тику Ш. Эффективная работа: SolidWorks 2004. — СПб.: Питер, 2005. — 768 с.: ил.
21. Алямовский А. А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. — СПб.: БХВ-Петербург, 2008. — 1040 с.: ил.



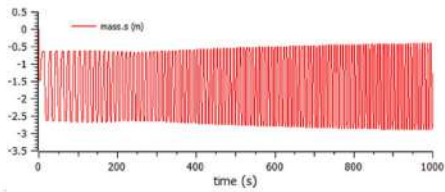
Альтернативный вариант строения модели СДПЗ в Simulink 1.16



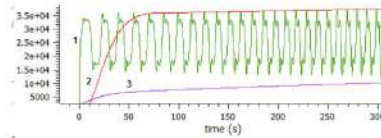
Создание модели СДПЗ с производной частотой на основе компонентов Simulink



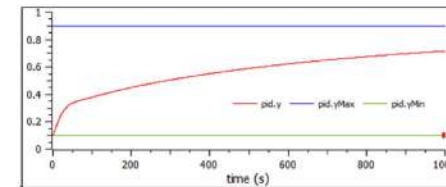
Модель СДПЗ с системой адаптивной частоты



Параметры пилотажера (N)



Результаты симуляции:
1 - F Ref, 2 - Fmax, 3 - v 15 90-5000/d

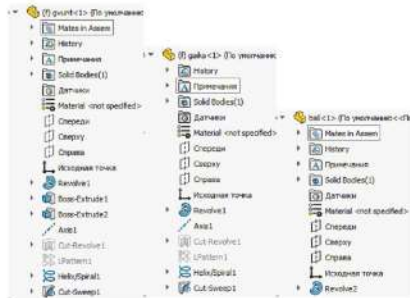


Частота (рад/с) на выходе ПИД-регулятора



Модель 1 хай компонента MaxOverPeriod

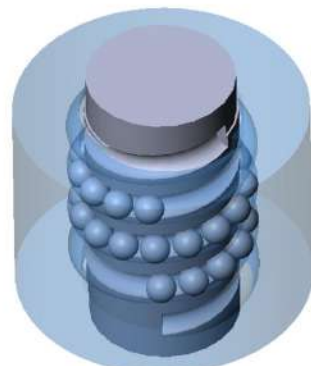
BP.064.00.03				Лист	Масса	Максимум
Имя Листа	№ документа	Лист	Дата	Модель модели Modelica		
Разработчик	Легенда ЛМ	11				
Проверен	Копеев В.С.	Лист				
Технический		Листов 1				
Наименование		ПМ-19-1К				
Имя		Формат А1				



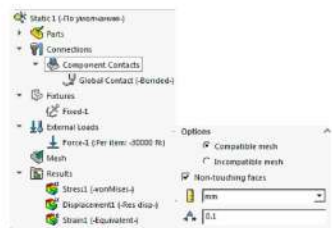
Дерево построения модели элемента (а), осью (б) по кривой (в) в SolidWorks

Name	Value / Equation	Evaluates to
Global Variables		
pitch	= 24	24
g	= 36 + 2	72
db	= 14	14
Features		
Add Feature Support		
Equations - Top Level		
TO@Distance2	= "g" / 2	36mm
Equations - Components		
O1@Sketch@prunt<1> R1	= "g"	72.00mm
O2@Sketch@prunt<1> R1	= "g" / 2 - 1	35.00mm
O4@HelixSpiral@prunt<1> R1	= "pitch"	24.00mm
O3@Sketch@prunt<1> R1	= "db"	14.00mm
O5@Sketch@prunt<1> R1	= "g" / 2	36.00mm
O6@Sketch@prunt<1> R1	= "g" / 2 + 1	37mm
O7@Sketch@prunt<1> R1	= "g"	72mm
O4@HelixSpiral@prunt<1> R1	= "pitch"	24mm
O1@Sketch@prunt<1> R1	= "g" / 2	36mm
O3@Sketch@prunt<1> R1	= "db"	14mm
O1@Sketch@ball<1> R1	= "db" / 2 - 0.1	6.9mm

Группа уравнений (а) на рисунке (б) в SolidWorks



Параметрично модель шарики-звездчатой передат



Дерево построения FEA-модели на контакту между bonded

Gap/Contact

- Include global friction Friction coefficient: 0.1
- Ignore clearance for surface contact
- Improve accuracy for no penetration contacting surfaces (slower)

Incompatible bonding options:

- Automatic
- Simplified
- More accurate (slower)

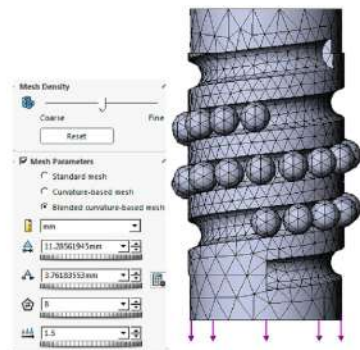
Large displacement

- Compute free body forces

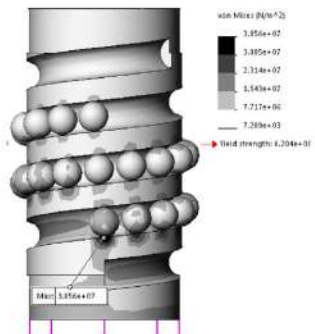
Solver

- Automatic Solver Selection

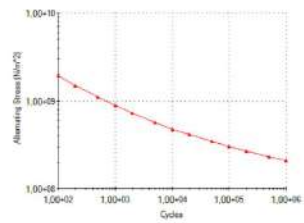
Опции статического анализа



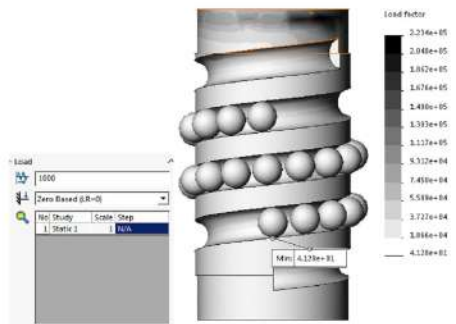
Параметры сетки (а) / сетки элементов (б)



Распределение напряжений по критерию Мизеса-Губера



Кривая жизни левосторонней ступи для R-1



Изменение коэффициента запаса прочности

БР.064.00.05					Лист	Масштаб	Масштаб
Имя	Лист	№	Вид	Дата	Анализ передатчи		
Создан	Левченко Е.М.						11
Проверен	Колесов В.С.				Лист	Листов	1
Наименование	ПМ-19-1К						
Создан							

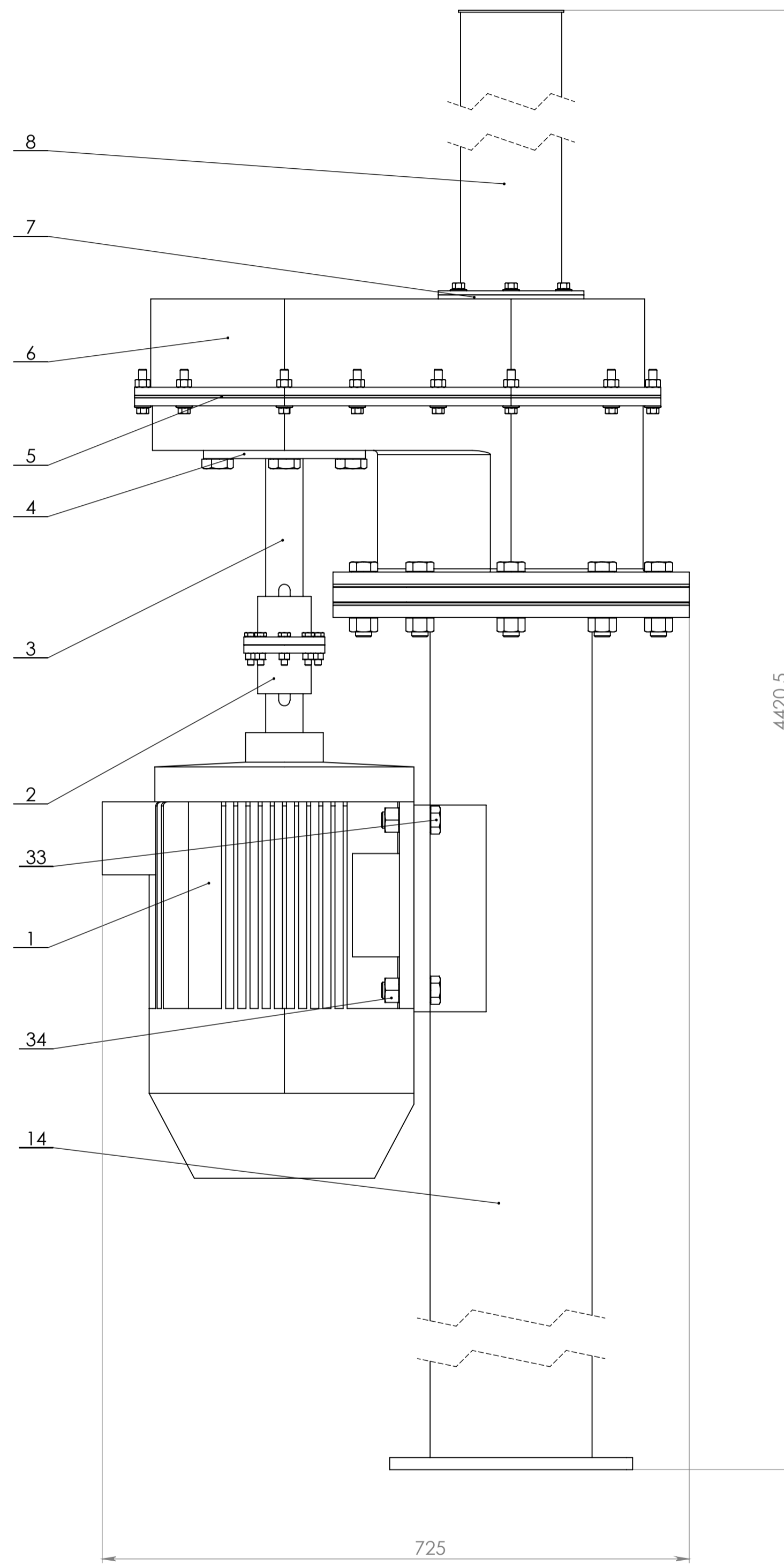
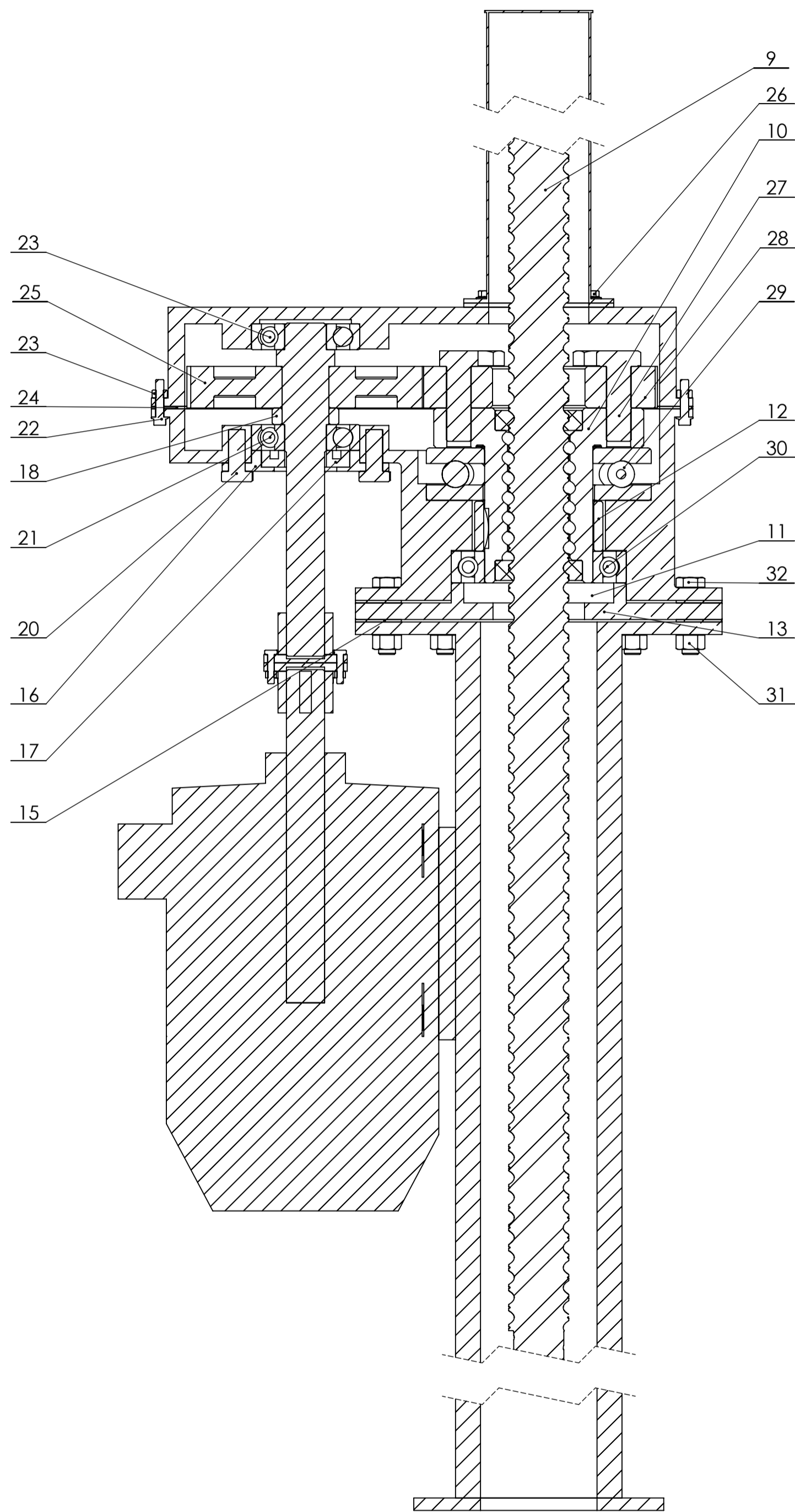
№	Назва параметру	Значення	Єдиниця
1	Проектний розрахунок циліндричної зубчастої передачі		
2	Матеріал зубчастих шестерень і коліс - Сталь45, Сталь40X (HRC 30...36; [σH]=600МПа)		
3	1 Коефіцієнт корисної дії передачі	KPD= 0,885	-
4	2 Інтегральний коефіцієнт	K= 13,0	-
5	3 Кут нахилу зубів(попередній)	βn= 0,000	градусы
6	4 Передаточне число(попередній)	u _p = 1,000	-
7	5 Потужність на швидкохідному валу передачі	P1= 15000	Вт
8	6 Частота обертання швидкохідного вала	n1= 1000	об/мин
9	7 Обертальний момент на швидкохідному валу	T1= 143,239	н*м
10	8 Потужність на тихохідному валу передачі	P2= 13268	Вт
11	9 Частота обертання тихохідного вала	n2= 1000	об/мин
12	10 Обертальний момент на тихохідному валу	T2= 126,701	н*м
13	11 Розрахунковий діаметр ділячного кола шестерні	d1p= 82,265	мм
14	12 Розрахунковий діаметр ділячного кола колеса	d2p= 82,265	мм
15	13 Максимальний розрахунковий модуль зачеплення	m(max)p= 4,839	мм
16	14 Мінімальний розрахунковий модуль зачеплення	m(min)p= 2,420	мм
17	15 Модуль зубчастого зачеплення	m= 3,000	мм
18	16 Розрахункова ширина зубчастого вінця колеса	b2p= 49,359	мм
19	17 Ширина зубчастого вінця колеса	b2= 50,000	мм
20	18 Ширина зубчастого вінця шестерні	b1= 54,000	мм
21	19 Розрахункове число зубів шестерні	z1p= 27,4	шт
22	20 Кількість зубів шестерні	z1= 93	шт
23	21 Розрахункове число зубів колеса	z2p= 93,0	шт
24	22 Число зубів колеса	z2= 93	шт
25	23 Передавальне число (остаточне)	u= 1,000	-
26	24 Відхилення передавального числа від попереднього	delta= 0,00	%
27	25 Розрахункова міжосьова відстань зубчастої передачі	a _{wp} = 279,000	мм
28	26 Міжосьова відстань зубчастої передачі	a _w = 280,000	мм
29	27 Кут нахилу зубів (уточнений)	β= 0,000	градусы

- Коефіцієнт корисної дії передачі KPD (за KPD емпіричного значення) і KPD (за пар півважкоб'єктивні) повинно в клітинку 03 - 0,885
- Значення інтегрального коефіцієнта K , залежить від типу передачі (примітка 1), залежить в клітинку 04 - 13,0
- Кут нахилу зубів (попередній) β_n в градусах вибирається з рекомендованого діапазону в границях до кутів 15° і 50° в клітинку 05 - 0,000
- Передаточне число u_p , залежить в клітинку 06 - 1,000
- Залежить потужність на швидкохідному валу передачі P_1 в ваттах в клітинку 07 - 15000
- Частоту обертання швидкохідного вала n_1 в оборотах в хвилину вводи в клітинку 08 - 1000
- Проєктні розрахунки зубчастих передач виходять з першої ділянки розрахункових параметрів:
 - Обертальний момент на швидкохідному валу T_1 в н*м в клітинку 09 - $30 \cdot P_1 / (0,9 \cdot 60) = 143,239$
 $T_1 = 30 \cdot P_1 / (0,9 \cdot 60)$
 - Потужність на тихохідному валу передачі P_2 в ваттах в клітинку 10 - $P_1 \cdot KPD = 13268$
 $P_2 = P_1 \cdot KPD$
 - Частота обертання тихохідного вала n_2 в оборотах в хвилину в клітинку 11 - $n_2 = P_2 / (0,9 \cdot 60)$
 $n_2 = P_2 / (0,9 \cdot 60)$
 - Обертальний момент на тихохідному валу T_2 в н*м в клітинку 12 - $30 \cdot P_2 / (0,9 \cdot 60) = 126,701$
 $T_2 = 30 \cdot P_2 / (0,9 \cdot 60)$
 - Розрахунковий діаметр ділячного кола шестерні d_{1p} в міліметрах в клітинку 13 - $d_{1p} = 0,25 \cdot T_1 / (0,9 \cdot 60) = 82,265$
 $d_{1p} = 0,25 \cdot T_1 / (0,9 \cdot 60)$
 - Розрахунковий діаметр ділячного кола колеса d_{2p} в міліметрах в клітинку 14 - $d_{2p} = 0,25 \cdot T_2 / (0,9 \cdot 60) = 82,265$
 $d_{2p} = 0,25 \cdot T_2 / (0,9 \cdot 60)$
 - Максимальний розрахунковий модуль зачеплення $m_{(max)p}$ в міліметрах в клітинку 15 - $m_{(max)p} = 0,013 \cdot T_1 / \cos(0,000) = 4,839$
 $m_{(max)p} = 0,013 \cdot T_1 / \cos(\beta_n)$
 - Мінімальний розрахунковий модуль зачеплення $m_{(min)p}$ в міліметрах в клітинку 16 - $m_{(min)p} = 0,005 \cdot T_1 / \cos(0,000) = 2,420$
 $m_{(min)p} = 0,005 \cdot T_1 / \cos(\beta_n)$
 - Вибіроти модуль зачеплення m в міліметрах з діапазону розрахункових вищих значень і з стандартизованого ряду, наведеного в примітці до клітинки 17 і залежить в клітинку 17 - 3,000
 - Для в подальшому розрахунку користувача і програми визначаються основні параметри зубчастої передачі:
 - Розрахункова ширина зубчастого вінця колеса b_{2p} в міліметрах в клітинку 18 - $b_{2p} = 0,18 \cdot T_1 = 49,359$
 $b_{2p} = 0,18 \cdot T_1$
 - Визначається ширина зубчастого вінця шестерні b_1 в міліметрах в клітинку 19 - 50,000
 - Проєктна ширина зубчастого вінця шестерні b_1 в міліметрах в клітинку 20 - $b_1 = 0,19 \cdot T_1 = 54,000$
 $b_1 = 0,19 \cdot T_1$
 - Для знаходження розрахункового числа зубів шестерні z_{1p} в клітинку 21 - $z_{1p} = 0,25 \cdot T_1 / (0,9 \cdot 60) = 27,4$
 $z_{1p} = 0,25 \cdot T_1 / (0,9 \cdot 60)$
 - Округлено оприлюднює вище значення числа зубів шестерні z_1 і залежить в клітинку 22 - 93
 - Для знаходження розрахункового числа зубів колеса z_{2p} в клітинку 23 - $z_{2p} = 0,22 \cdot T_2 / (0,9 \cdot 60) = 93,0$
 $z_{2p} = 0,22 \cdot T_2 / (0,9 \cdot 60)$
 - Округлено число зубів колеса z_2 і залежить в клітинку 24 - 93
 - Залежить розрахунковий передавальний коефіцієнт u в клітинку 25 - $u = z_2 / z_1 = 1,000$
 $u = z_2 / z_1$
 - Розрахункова відстань міжосьова передавального числа від попереднього Δ в процентах і порівняно з допустимими значеннями, наведеними в примітці до клітинки 26 в клітинку 26 - $\Delta = 0,00$
 $\Delta = u - 1$
 - Для програми знаходиться розрахункова міжосьова відстань зубчастої передачі a_{wp} в міліметрах в клітинку 27 - $a_{wp} = 0,25 \cdot T_1 / (0,9 \cdot 60) = 279,000$
 $a_{wp} = 0,25 \cdot T_1 / (0,9 \cdot 60)$
 - Округлено в більшу сторону розрахункового значення міжосьової відстані зубчастої передачі на стандартизованому ряду, наведеному в примітці до клітинки 28 і вводи остаточну міжосьову відстань a_w в міліметрах в клітинку 28 - 280,000
 - На завершальному етапі програми уточнює кут нахилу зубів зубчастої передачі β в градусах в клітинку 29 - $\beta = \arccos(1 - m \cdot (z_1 + z_2) / (2 \cdot a_w)) = 0,000$
 $\beta = \arccos(1 - m \cdot (z_1 + z_2) / (2 \cdot a_w))$

Проєктні розрахунки зубчастої передачі

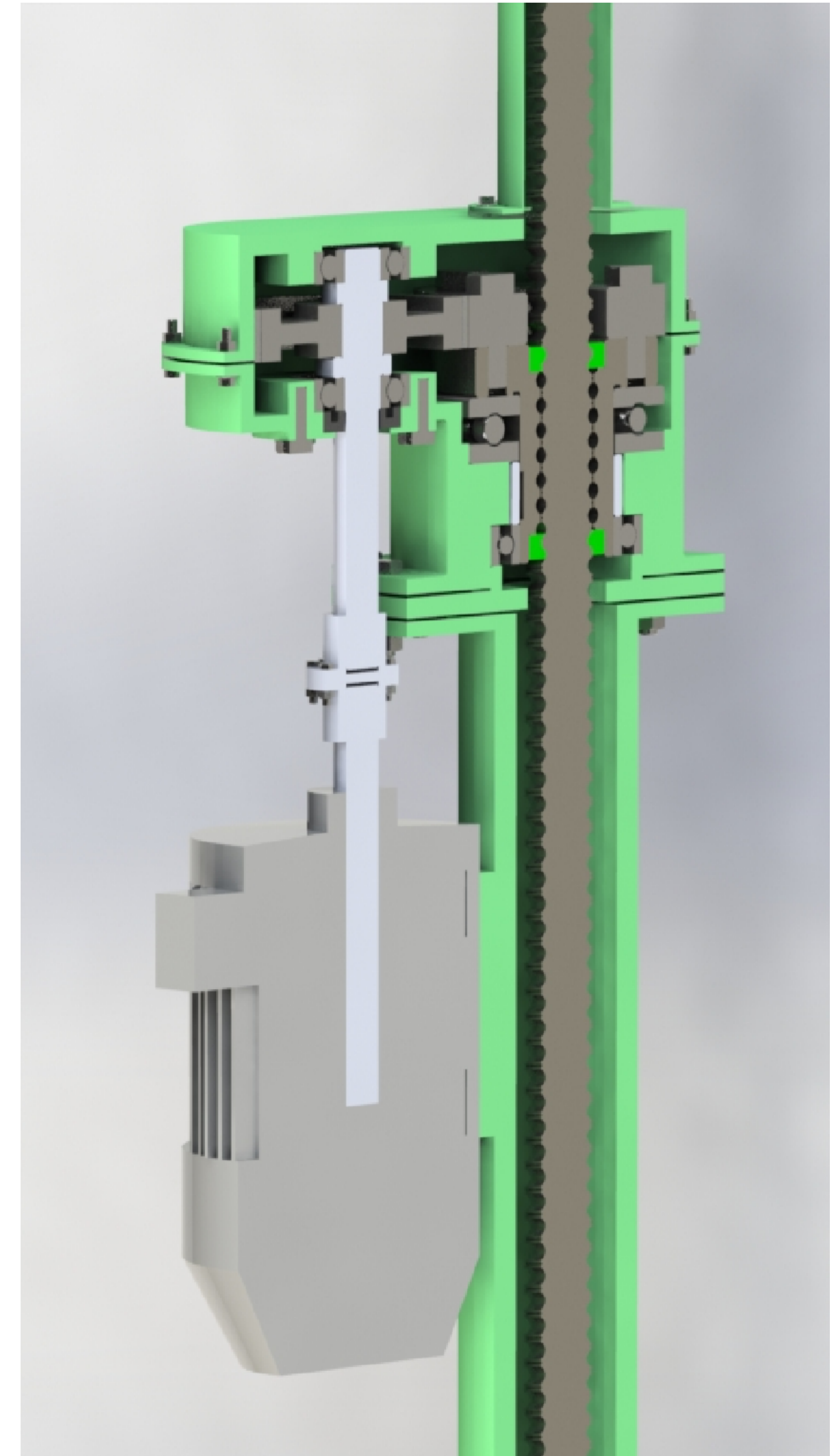
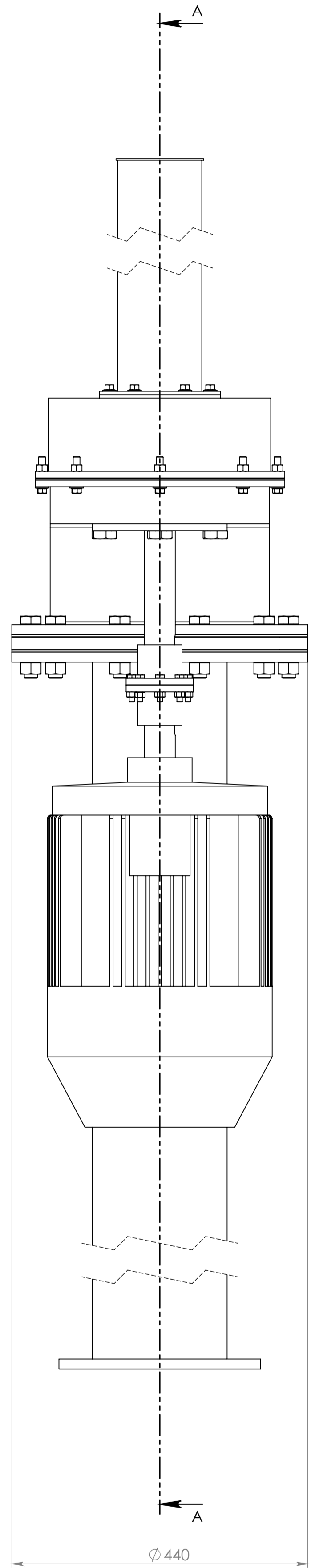
BP.064.00.06			
Авт. Лист	№ докум.	Лист	Датум
Розроб.	Левченко І.М.		
Перев.	Козлов В.С.		
Т.контр.			
Начальн.			
Зав.			
Розрахунок зубчастої передачі в Excel		Лист	Масштаб
			1:1
		Лист	Масштаб
			1:1
		ПМ-19-1К	
		Формат А1	

A - A



4420,5

725



				БР.064.00.07		
				Лінійний привід СШНУ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса
Разраб.		Левченко І.М.				193
Пров.		Копей В.Б.			Лист	Листов
Т. контр.						1:5
Н. контр.					ПМІ-19-1К	
Утв.						