НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій

_Кафедра механічної інженерії

Дипломний магістерський проєкт

на тему: Удосконалення механізмів зубчастої рейки швейних машин

Виконав: студент групи__*МгМ-21*
спеціальності 133 Галузеве машинобудування освітня програма Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування

__ Прядко І.О.

Керівник ___Дворжак В.М._____ (

Рецензент __Кошель С.О._____
(прізвище та ініціали)

Київ 2022

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій

_Кафедра механічної інженерії

Пояснювальна записка до дипломного магістерського проєкту

на тему: Удосконалення механізмів зубчастої рейки швейних машин

Виконав: студент групи__*МгМ-21*
спеціальності 133 Галузеве
__машинобудування освітня програма__
Обладнання легкої промисловості та
побутового обслуговування

__ Прядко І.О.

Керівник ___Дворжак В.М._____ (

Рецензент __Кошель С.О._____
(прізвище та ініціали)

Київ 2022

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій
Кафедра механічної інженерії
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри МІ

_____ Олександр МАНОЙЛЕНКО
«____» _____ 2022 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ (ПРОЄКТ) СТУДЕНТА

Прядко Ігор Олександрович

1. Тема дипломної магістерської роботи (проєкту): Удосконалення механізмів зубчастої рейки швейних машин Науковий керівник роботи (проєкту) Дворжак Володимр Миколайович, к.т.н., доцент затверджені наказом КНУТД від «28» вересня 2022 року № 180 уч
2. Строк подання студентом дипломної роботи (проєкту) 10.11.2022 року
3. Вихідні дані до дипломної роботи (проєкту): патент на корисну модель України, розробки кафедри механічної інженерії, кресленник загального виду ш.м. 1022 м кл.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)__зміст ПЗ згідно рубрикації методичних вказівок для виконання магістерської роботи (проєкту): Розділ 1. Аналітичний огляд та постановка задачі дослідження, Розділ 2. Аналітичне визначення функцій необхідної та дійсної подачі нитки петельника при утворенні стібків класу 400,Розділ 3. Оптимізаційний синтез механізму подачі верхньої нитки, Розділ 4. Експериментальне дослідження функцій подачі
5. Перелік графічного матеріалу: Лист 1. Аналітичний огляд механізмів подасі нитки, Лист 2, Аналіз процесу утворення ланцюгового стібка (визначення характерних моментів стібка), Лист 3 Креслення загального виду згідно ДСТУ 2.119-73 технічного рішення швейної машини, Лист 4. Кінематично принципова схема швейної машини, Лист 5-6. Аналіз механізму подачі нитки, експериментальне дослідження, Лист. 7-8. Креслення загального видду згідно ДСТУ 2.120-73, Лист 9. Складальний кресленник, Лист 10. Кресленник деталей виробу.
6. Дата видачі завдання 28.09.2022 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи (проєкту)	Терміни виконання етапів	Примітка про виконання
1	Вступ	05.10.2022	
2	РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ ШВЕЙНИХ МАШИН ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	15.10.2022	
3	РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ВИРОБУ	20.10.2022	
4	РОЗДІЛ 3. ОПИС ОРГАНІЗАЦІЇ РОБІТ З ЗАСТОСУВАННЯМ РОЗРОБЛЕНОГО ВИРОБУ	25.10.2021	
5	Висновки	05.11.2022	
6	Оформлення дипломної роботи (проєкту) (чистовий варіант)	10.11.2022	
7	Здача дипломної роботи (проєкту) на кафедру для рецензування (за 14 днів до захисту)	10.11.2021	
8	Перевірка дипломної роботи (проєкту) на наявність ознак плагіату (за10 днів до захисту)	11.11.2022	
9	Подання дипломної роботи (проєкту) на затвердження завідувачу кафедри (за 7 днів до захисту)	15.11.2022	

Студент _____ Ігор ПРЯДКО
(підпис)

Науковий керівник роботи _____ Володимир ДВОРЖАК
(підпис)

Директор НМЦУПФ _____ Олена ГРИГОРЕВСЬКА
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Прядко І.О.. Удосконалення механізмів зубчатої рейки швейних машин загального призначення. – Рукопис. Магістерська робота на здобуття ступеня магістра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування освітньої програми «Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування», Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2022.

Робота присвячена аналізу та удосконаленню механізму зубчастої рейки човникових швейних машин для виконання стібків типу 301. Поставлені задачі аналізу механізму зубастої рейки полягають в визначенні закономірностей впливу величини параметрів ланок на траєкторії зубців зубчастої рейки.

В роботі запропонована структура нового механізму зубчастої рейки та визначені його параметри, шляхом оптимізаційного синтезу. Також визначено, що застосування нового механізму дозволяє покращити динаміку механізму та підвищити технологічність виготовлення деталей. Для запропонованого варіанту була розроблена його конструкція та технічна документація у відповідності до ДСТУ ISO 2.120-73. Також проведений кінематичний та силовий аналіз механізму, що показало достатню надійність розробленого механізму. Результати проведеної роботи можуть бути використані при технології виготовлення деталей до ш.м. типу 1022 М кл, а також для розробки нових та удосконалення діючого обладнання.

Ключові слова: *механізм зубчастої рейки, закон руху зубчастої рейки, синтез, аналіз механізмів зубчастої рейки, переміщення матеріалів, швейна машина човникового стібка.*

ANNOTATION

Prydko O. Improvement of mechanisms of gear rack of sewing machines of general purpose. - Manuscript. Master's Degree Program for Master's Degree in Specialty 133 Branch Mechanical Engineering of Educational Program "Light Industry Equipment and Consumer Services", Kyiv National University of Technology and Design, Kiev, 2022.

The work is devoted to the analysis and improvement of the gear mechanism of shuttle sewing machines for stitch type 301. The task of analyzing the mechanism of the gear rack is to determine the regularities of the influence of the parameters of the links on the trajectory of the gear rack.

The paper proposes the structure of a new gear rack mechanism and its parameters, by means of optimization synthesis. It is also determined that the use of a new mechanism allows to improve the dynamics of the mechanism and increase the manufacturability of parts. For the proposed variant, its design and technical documentation were developed in accordance with GOST 2.120-73. Kinematic and force analysis of the mechanism was also performed, which showed sufficient reliability of the developed mechanism. The results of the work can be used in the technology of manufacturing parts up to shm. type 1022 M cl, as well as for the development and improvement of existing equipment.

Key words: *gear rack mechanism, gear rack motion law, synthesis, analysis of gear rack mechanisms, material movement, shuttle sewing machine.*

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Актуальність теми. Підвищення надійності швейних машин човникового стібка за рахунок удосконалення структури механізму зубчастої рейки та покращення переміщення матеріалів.

Мета і завдання. Мета – проєктування та удосконалення механізмів зубчастої рейки швейних машин човникового стібка. Завдання – проаналізувати відомі механізми зубчастої рейки та розробити новий механізм з кращими динамічними та функціональними показниками.

Об'єкт дослідження – процес переміщення матеріалів зубчастою рейкою та притискною лапкою швейних машин загального призначення.

Методи та засоби дослідження. Застосований метод кінематичного, кінетостатичного аналізу важільних механізму.

Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів. Удосконалено процес проєктування механізмів зубчастої рейки з траєкторією з явно вираженою горизонтальною ділянкою, що покращує умови переміщення матеріалу на довжину стібка в прямому та зворотному напряму.

Результати дослідження. Обґрунтовано застосування нового механізму зубчастої рейки і застосування ексцентрика у вигляді з'єднувальної ланки кінематичних ланцюгів вертикального та горизонтального руху рейки. Визначені параметри механізму, які забезпечують зубчастій рейці реалізацію переміщення матеріалів на задану довжина стібка $0 \div 4{,}5$ мм.

Висновки. Встановлено, що впровадження нової структури та конструкції механізму зубчастої рейки та нового кінематичного з'єднання кінематичних ланцюгів горизонтальних та вертикальних рухів досягається траєкторія зубчастої рейки по формі еліпса з явно вираженою горизонтальною ділянкою, що забезпечує реалізацію технологічних параметрів машини і при цьому має кращі функціональні характеристики.

ЗМІСТ

ВСТУП……..…8
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ ШВЕЙНИХ МАШИН ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ
1.1. Призначення й область застосування розроблювального виробу 11
1.2. Технічна характеристика.....12
1.3. Опис і обґрунтування вибраної конструкції ……..14
1.3.1. Опис запозиченого виробу ……14
1.3.2. Варіанти виробу ……..14
1.3.3. Вибір раціонального варіанта виробу ……20
1.4. Використання винаходів і оцінка патентоспроможності ……22
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ВИРОБУ
2.1. Особливості взаємодії транспортуючих робочих органів з матеріалом …23
2.2. Розробка циклограми швейної машини ……24
2.3. Вимоги до розробки структурної схеми механізму зубчастої рейки ……25
2.4. Умови синтезу механізму ……..26
2.5. Визначення вхідних параметрів синтезу механізму ……27
2.6. Розробка математичної моделі механізму зубчастої рейки ……29
2.7. Розрахунок масо-інерційних параметрів ланок механізму ……37
2.8. Кінематичний аналіз механізму зубчастої рейки ……40
2.9. Силовий аналіз механізму формування кишені ……42
2.10. Перевірочний розрахунок на міцність ……43

РОЗДІЛ 3. ОПИС ОРГАНІЗАЦІЇ РОБІТ З ЗАСТОСУВАННЯМ РОЗРОБЛЕНОГО ВИРОБУ
3.1. Порядок монтажу обладнання ……..55
3.2. Підготовка та порядок роботи ……..55
3.3. Обслуговування ……56
3.4. Регулювання ……..57
3.5. Неполадки в роботі машини 1022М(П)та їх причини…….58
3.6. Рівень стандартизації й уніфікації ……..58
3.7. Розподіл виробу на складові частини ……59
ВИСНОВКИ ……..61
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ……..……62
ДОДАТКИ …….....64

ВСТУП

Для підйому загального рівня життя в нашій країні необхідно збільшувати випуск товарів широкого вжитку і, відповідно, розвивати легку промисловість.

Швейна промисловість України останнім часом знаходиться в критичному положенні. На це багато в чому вплинули процеси, які в цілому відбуваються в країні. По-перше, зміни в сировинній базі примусили підприємства шукати нових постачальників продукції. По-друге, процеси приватизації призвели до змін в структурі власників. По-третє, відбулося значне падіння купівельної спроможності населення.

Але, не дивлячись на багатократне падіння об’ємів виробництва продукції, підприємства швейної промисловості України в основному зберегли свої виробничі потужності.

В теперішній час при проєктуванні машин легкої промисловості великого значення надають надійності та довговічності їх роботи. Адже в умовах ринкової економіки та жорсткої конкуренції на ряду з великими підприємствами по виготовленню швейних виробів відкриваються невеликі приватні підприємства. Які для успішної конкуренції з великими підприємствами повинні підтримувати постійний рівень випуску продукції, та якості продукції а отже підтримувати працездатність обладнання на високому рівні.

На усіх підприємствах по виготовленню швейних виробів широко використовуються машини двох ниткового човникового стібка. А одну з основних ролей в процесі утворення строчки та її якість відіграє механізм переміщення матеріалу.

Як відомо працездатність обладнання, надійність та довговічність його роботи напряму залежить від інтенсивності зношення в кінематичних парах та зусиль що виникають в них в процесі роботи обладнання.

Однак, обробка напівфабрикатів із вмістом штучних та синтетичних волокон на швейних машинах пов’язана з рядом суттєвих складностей:

– специфічні механічні властивості таких матеріалів є причиною неточного переміщення на встановлену величину стібка, а в динаміці транспортування – нестабільності довжини стібків та посадки нижнього шару пакету матеріалів;

– має місце стягування напівфабрикату нитками під час затягування стібків, яке виражається в сумісному скороченні шарів пакету матеріалів за рахунок його деформації під дією ниток строчки. Це явище особливо проявляється під час роботи на швейних машинах човникового стібка, так як величина натягнення ниток значно перевищує відповідну величину, яка є характерною для ланцюгових стібків. Стягування тканин з синтетичними волокнами не усувається волого–тепловою обробкою і негативно впливає на якість виробу та його зовнішній вигляд;

– більшість синтетичних волокон характеризуються порівняно низькою термостійкістю, внаслідок чого досить частим є явище оплавлення матеріалів, що є результатом теплової дії, викликаної контактом голки з напівфабрикатом;

– високошвидкісні режими роботи сучасних машин швейного виробництва обумовлюють значне збільшення величини зусилля взаємодії робочих транспортуючих органів, в результаті чого збільшується ймовірність прорубування матеріалів зубцями рейки.

Для усунення вище наведених недоліків швейну машину оснащують допоміжними механізмами для створення додаткового транспортуючого зусилля.

Відомі ряд робіт, які спрямовані на покращення процесу переміщення матеріалу. Це перш-за все застосування інших способів переміщення матеріалу – застосування комбінованого транспорту разом з голкою, застосування двох рейок і т.п. Оскільки особливість процесу переміщення залежить від матеріалу та закону руху робочого органу то слід відати належне в напрямку удосконалення механізмів. Зважаючи на складність комбінованих механізмів переміщення матеріалу порівняно з механізмами переміщення матеріалу, в яких робочим органом є тільки зубчаста рейка слід приділити увагу на його удосконалення. Відомою, що закон руху рейки має дві складові від двох кінематичних ланцюгів, а її траєкторія є приближена до еліпсу. Такий закон руху призводить до різної взаємодії робочого органу (зубчастої рейки) з матеріалом, що погіршує переміщення матеріалу та відповідно збільшує час транспортування матеріалу. Крім цього в випадку значного переміщення зубчастої рейки над голковою пластиною, що в деякій мірі покращує переміщення матеріалу, призводить до збільшення підйому лапки та як наслідок до втрати її контакту з матеріалом, це також призводить до нестійкого процесу переміщення та виникнення шуму, погіршення ергономічних показників роботи на цій машині. Тому в основу дипломного проєкту покладено мету покращити умови переміщення матеріалу за рахунок нового закону руху рейки.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ЗУБЧАСТОЇ РЕЙКИ ШВЕЙНИХ МАШИН ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

1.1. Призначення й область застосування розроблювального виробу

Розроблюваний виріб – головка швейної машини 1022М(П) кл. призначений для використання в легкій промисловості, а саме в технологічному потоці по виготовленню швейних виробів дох нитковим човниковим стібком з білизняних та сорочкових тканин.

Оскільки даний виріб буде застосовуватися на швейних цехах швейних фабрик, то є сенс привести деякі характеристики типового швейного цеху. Наприклад виріб, який розробляється може бути використаний на швейній фабриці в цеху по пошиття чоловічих сорочок. В даному цеху може бути до 25 робочих місць вісім з яких займає обладнання, що було прийнято за базу при розробці виробу. При такій кількості робочих місць даний цех за зміну буде випускати до 700 одиниць продукції, а його площа може досягати 200 $м^2$.

Область застосування виробу, що розробляється включає широкий асортимент білизни та легкого верхнього одягу, але обмежується товщиною деталей, які з’єднуються та довжиною стібка.

При впроваджені виробу, що розробляється змін в технології виробництва швейних виробів не відбудеться, тобто при його використанні умови виготовлення продукції залишиться такими ж як і на базовій моделі (швейній машині 1022М кл.).

1.2. Технічна характеристика

На швейній машині 1022М кл виконують двонитковий човниковий стібок. Оскільки дана машина була прийнята для подальшої розробки, швейної машини двониткового човникового стібка 1022М(П)кл., то технічна характеристика, яка наведена нижче не відрізняється від базової конструкції за винятком покращення умов переміщення матеріалу, що дозволяє транспортувати матеріал з гіршими транспортувальними показниками.

Таблиця 1.

Порівняльний аналіз технічних характеристик варіантів виробів швейних машин 1022М кл. та 1022М (П) кл:

№ п/п	Найменування	Одиниці	Варіанти швейної машини 1022	
			Варіант 1	Варіант 2
1	2	3	4	5
1	Частота обертання головного валу	об/хв.	5000	
2	Довжина стібка	мм	до 5	
3	Висота підйому лапки над рівнем голкової пластини	мм	до 8	
4	Максимальна товщина матеріалів, які зшивають в стиснутому стані	мм	до 3	
5	Голки	---	0518-02 № 70-100 ДСТУ ISO 22249-82	
6	Нитки бавовняні в шість складень		11 текс х 3 х 2 (№90), 5,9 текс х 3 х 2 (№170)	
7	Виліт рукава	мм	210	

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
8	Механізм зубчастої рейки	---	– коромисло гориз. рухів, – шатун зубчастої рейки – *шатун* – *коромисло верт. рухів*	– коромисло гориз. рухів, – шатун зубчастої рейки – *ексцентрик* – *коромисло верт. рухів*
9	Габарити платформи	мм	260х476 х 178	
10	Габарити головки	мм	520 х 210 х 360	
11	Габарити стола	мм	1060 х 650 х 800	
12	Електродвигун: потужність частота обертання ротора.,	кВт об/хв	0,25 2900	
13	Маса головки	кг	27	
14	Маса стола	кг	68	

1.3. Опис і обґрунтування вибраної конструкції

1.3.1. Опис запозиченого виробу

Швейна машина 1022М кл. ОЗЛМ базової конструкції складається з наступних механізмів: голки, човника, ниткопритягувача та рейки та пристрою лапки. Оскільки модернізація даної машини полягає в зміні закону руху зубчастої рейки то виникає необхідність в розробці механізму переміщення матеріалу, який би забезпечував необхідним законом рейки, а саме переміщення її над голковою пластиною паралельно переміщення матеріалу. Запозиченим виробом в даній машині, залишається решта функціональних механізмів: голки, човника, ниткопритягувача та функціональна група горизонтальних переміщень зубчастої рейки.

1.3.2. Варіанти виробу

Опис першого варіанта

Механізм зубчастої рейки швейної машини 1022М кл відповідно до першого варіанту має однакову конструкцію з запозиченим виробом і відповідно до рис. 4.1. містить: розподільчий вал 1, що вільно встановлений в корпусі машини, на розподільчому валі 1 закріплений ексцентрик вертикальних переміщень 11, який з’єднаний з головкою шатуна 12, інша головка якого з’єднана з двохплечим коромислом 13, яке рухомо встановлене в корпусі машини. Друге плече двохплечого коромисла 13 з’єднане з шатуном 14, що в свою чергу з’єднаний з шатуном 9 зубчастої рейки 10 (функціональна група вертикальних переміщень).

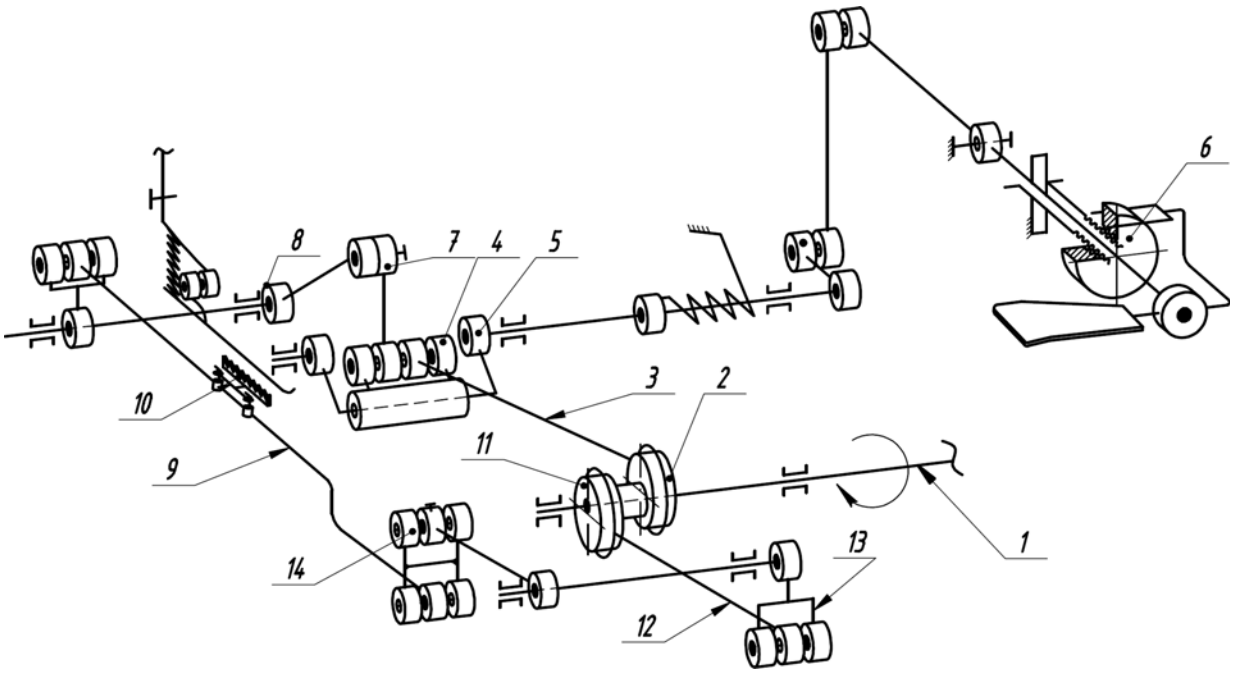


Рис. 1. Кінематична схема механізму переміщення матеріалу швейної машини 1022М кл. (запозичений виріб)

Функціональна група горизонтальних переміщень зубчастої рейки містить ексцентрик 2, який з'єднаний з головкою шатуна 3, інша головка шатуна 3 з'єднана з коромислом 4, яке в сою чергу з'єднане з рамкою 5, яка підпружинена пружиною кручення та з'єднана з корпусом її положення фіксується тягою, яка шарнірно з'єднана з нею. Тяга в свою чергу з'єднана з важелем, який з'єднаний з корпусом. На кінці важеля закріплений регулятор довжини стібка 6. Коромисло 4 також з'єднане з шатуном 7, який з'єднаний в свою чергу з коромислом 8, яке закріплене на двохплечому коромислі 13, яке в свою чергу з'єднане з шатуном 9 на якому закріплена зубчаста рейка 10.

Механізм переміщення матеріалу працює наступним чином: обертальний рух розподільчого валу 1 та разом з ним ексцентриків 2, 11 перетворюється за допомогою шатуна 12 в коливний рухи двохплечого коромисла 13, які перетворюються шатуном 14 у вертикальну складову шатуна 9 з зубчастою рейкою 10 (вертикальна складова зубчатої рейки). Обертальний рух ексцентрика 2 за допомогою шатуна 3 перетворюється в коливний рух коромисла 4, який за допомогою шатуна 7 переорюється в коливний рух двохплечого коромисла 8, який за допомогою шатуна 9 перетворюється в горизонтальні рухи зубчастої рейки 10 (горизонтальна складова зубчастої рейки).

Регулювання механізму здійснюється наступним шляхом:

– довжина стібка, та напрямок переміщення матеріалу здійснюється за допомогою важеля 16, при відповідному положенні регулятора відносно корпусу машини;
– положення зубців над голковою пластиною регулюється шляхом відносного повороту пліч двохплечого коромисла 13 ослаблення гвинта, яки й його кріпить. Величина зубців над по

верхньою голковою пластиною повинна становити 0,8-1,2 мм.

– положення зубців в повздовжньому переміщенні матеріалу відносно прорізі голкової пластини регулюються відносним положенням пліч коромисла 8 попередньо ослабивши одне з них.
– положення зубців поперек прорізі голкової пластини регулюються осьовим переміщенням коромисла 8.
– своєчасність переміщення матеріалу регулюється положення ексцентриків 2, 11, відносно розподільчого вала 1.

Така конструкція механізму має недоліки в тому, що траєкторія зубчастої рейки має еліпсоподібну форму, що призводить до відомих дефектів строчки: невідповідність довжини стібка, зморшкуватість строчки, посадку шарів матеріалу і т. ін.

Опис другого варіанта

Механізм зубчастої рейки швейної машини 1022М кл відповідно до другого варіанту має близьку конструкцію з запозиченим виробом і відповідно до рис. 4.2. містить: розподільчий вал 1, що вільно встановлений в корпусі машини, на розподільчому валі 1 закріплений ексцентрик вертикальних переміщень 11, який з’єднаний з головкою шатуна 12, інша головка якого з’єднана з двохплечим коромислом 13,

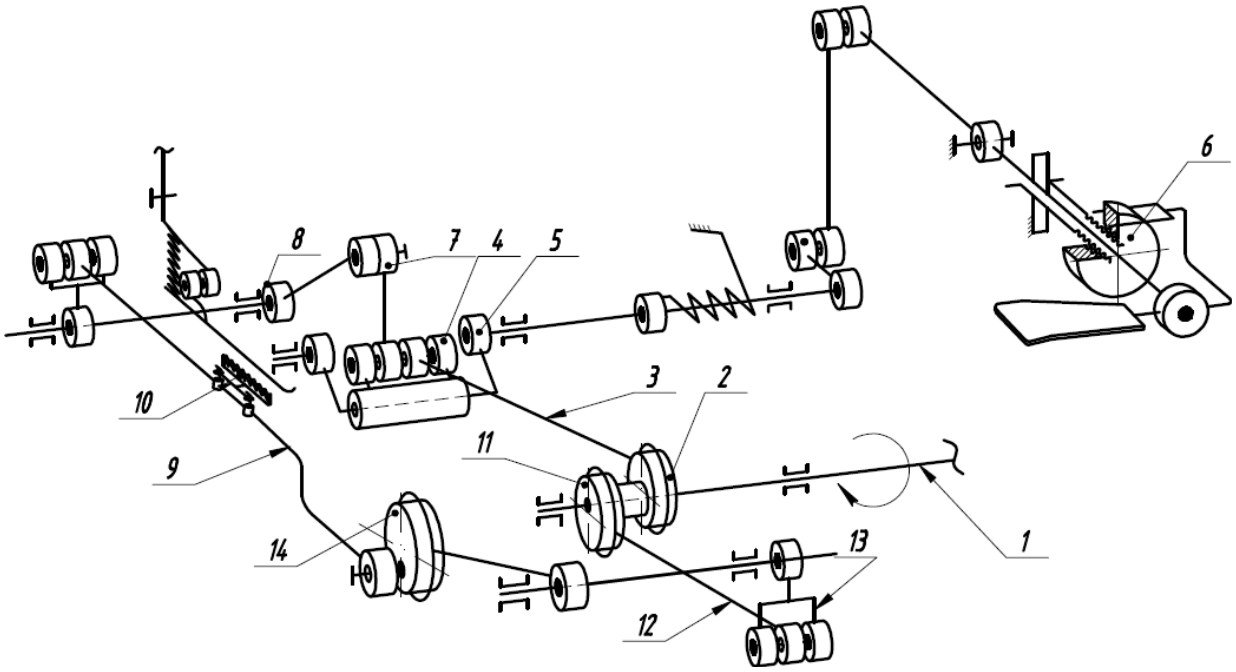


Рис. 2. Кінематична схема механізму переміщення матеріалу швейної машини 1022М кл. (варіант 2)

яке рухомо встановлене в корпусі машини. Друге плече двохплечого коромисла 13 з'єднане з ексцентриком 14, що в свою чергу з'єднаний з шатуном 9 обертальними кінематичними парами (функціональна група вертикальних переміщень).

Функціональна група горизонтальних переміщень зубчастої рейки містить ексцентрик 2, який з'єднаний з головкою шатуна 3, інша головка шатуна 3 з'єднана з коромислом 4, яке в сою чергу з'єднане з рамкою 5, яка підпружинена пружиною кручення та з'єднана з корпусом її положення фіксується тягою, яка шарнірно з'єднана з нею. Тяга в свою чергу з'єднана з важелем, який з'єднаний з корпусом. На кінці важеля закріплений регулятор довжини стібка 6. Коромисло 4 також з'єднане з шатуном 7, який з'єднаний в свою чергу з коромислом 8, яке закріплене на двохплечому коромислі 13, яке в свою чергу з'єднане з шатуном 9 на якому закріплена зубчаста рейка 10.

Механізм переміщення матеріалу працює наступним чином: обертальний рух розподільчого валу 1 та разом з ним ексцентриків 2, 11 перетворюється за допомогою шатуна 12 в коливний рухи двохплечого коромисла 13, які перетворюються ексцентриком 14 у вертикальну складову шатуна 9 з зубчастою рейкою 10 (вертикальна складова зубчатої рейки). Обертальний рух ексцентрика 2 за допомогою шатуна 3 перетворюється в коливний рух коромисла 4, який за допомогою шатуна 7 переорюється в коливний рух двохплечого коромисла 8, який за допомогою шатуна 9 перетворюється в горизонтальні рухи зубчастої рейки 10 (горизонтальна складова зубчастої рейки).

Регулювання механізму здійснюється наступним шляхом:

– довжина стібка, та напрямок переміщення матеріалу здійснюється за допомогою важеля 16, при відповідному положенні регулятора відносно корпусу машини;
– положення зубців над голковою пластиною регулюється шляхом відносного повороту пліч двохплечого коромисла 13 ослаблення гвинта, яки й його кріпить. Величина зубців над по верхньою голковою пластиною повинна становити 0,8-1,2 мм.
– положення зубців в повздовжньому переміщенні матеріалу відносно прорізі голкової пластини регулюються відносним положенням пліч коромисла 8 попередньо ослабивши одне з них.
– положення зубців поперек прорізі голкової пластини регулюються осьовим переміщенням коромисла 8.
– своєчасність переміщення матеріалу регулюється положення ексцентриків 2, 11, відносно розподільчого вала 1.

Така конструкція механізму має значні переваги в тому, що траєкторія зубчастої рейки має прямолінійну ділянку, що призводить до підвищення якісних параметрів переміщення матеріалів (стабільність довжини строчки, відповідність довжини стібка і т. ін.)

1.3.3. Вибір раціонального варіанта виробу

Вибираючи із двох розроблених варіантів механізму переміщення матеріалу більше раціональний, необхідно враховувати різні показники, серед яких основними є простота регулювання, а також простота самого механізму й складових його деталей, його довговічність, надійність забезпечення протікання процесу переміщення матеріалу та його якість.

З погляду надійності механізму обидва варіанти мають різні умови роботи, оскільки при робочому ході зубчастої рейки в другому варіанті рейка переміщується паралельно поверхні притискної лапки, що забезпечує постійний контакт з матеріалом та рівномірне його переміщення. В цей же час з огляду конструктивного виконання другий варіант механізму має меншу вагу ланки (ексцентрика) яка з'єдную двох плече коромисло вертикальних рухів з шатуном рейки.

Для обґрунтування вибору оптимального варіанта механізму переміщення матеріалу складемо таблицю 4.1, у яку зведемо найбільш значні фактори, що визначають наш вибір.

Таблиця 4.1

Порівняльна характеристика механізмів

Варіанти	Характеристики		
	Кількість ланок	Кількість деталей	Траєкторія рейки під час переміщення
Варіант I	9	9	еліптична
Варіант II	9	8	горизонтальна

Як видно зі значень параметрів таблиці 4.1, оптимальним варіантом є другий варіант механізму, тому що він забезпечує більш надійний процес переміщення матеріалу, тому в наступних розділах будемо вести розрахунок і розробку тільки цього варіанта механізму.

1.4. Використання винаходів і оцінка патентоспроможності

При розробці даного варіанту механізму використалися відомості про подібні механізми, відомі з патентів отриманих на кафедрі прикладної механіки та машин Київського національного університету технологій та дизайну. Патент на корисну модель України №45116 Механізм транспортування швейної машини. Пищиков В.О., Поладич І.В. 2009 р. бюл. 20.,

Формула винаходу

Механізм транспортування матеріалу човникової швейної машини, що містить дві функціональні групи горизонтального та вертикального переміщення, остання з яких включає тричленний кривошип, кінематично з'єднаний з шатуном, що утворює обертову кінематичну пару з тричленним коромислом, та діаду першого виду, яка включає шатун, на якому закріплена зубчаста рейка, та короткий шатун, який відрізняється тим, що короткий шатун виконаний у вигляді ексцентрика, кінематично з'єднаного з тричленним коромислом і шатуном.

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ВИРОБУ

2.1. Особливості взаємодії транспортуючих робочих органів з матеріалом

Система транспортування матеріалів, яка представляє собою однорейковий робочий орган досить широко розкрита в ряді літературних джерел де проаналізовані особливості функціонування однорейкового рушія. Для нього є характерним виникнення наступних явищ, що негативно впливають на якість обробки:

1) взаємне зміщення шарів пакету матеріалів (посадка);
2) нерівномірність довжини стібка;
3) нестабільність прямострочності;
4) прорубування матеріалу зубцями рейки;
5) стягування матеріалів нитками строчки.

Основною причиною посадки є розтягнення верхнього шару пакету напівфабрикатів силами тертя ковзання, що виникають в зоні його взаємодії з поверхнею підошви лапки.

Серед причин, що мають менш суттєвий вплив на посадку, виділяють деформацію нижнього шару пакету матеріалів зубчастою рейкою, внаслідок заповнення мікрооб’ємів в просторі між зубцями рейки матеріалом.

Для однорейкового рушія при використанні його в швидкісному режимі транспортування на ряду з явищем посадки виникає нестабільність довжини стібка, що є причиною цього є порушення умов взаємодії між рейкою, матеріалом та притискуючою лапкою в результаті явища підскоку останньої, яке призводить до неконтрольованого переміщення матеріалу під дією власної сили інерції.

Основною причиною, що викликає нестабільність прямострочності, є порушення передбаченого положення лапки відносно рейки. Якщо площина підошви лапки і площина вершин зубців рейки не паралельні, то під час шиття відбувається зсув матеріалу.

При пошитті відносно тонких матеріалів досить частим є явище прорубування їх зубцями рейки [25]. Ймовірність виникнення цього явища підвищується зі збільшенням швидкості роботи, тому що має місце збільшення величини зусилля взаємодії рейки з лапкою. Для усунення прорубування є застосування робочих транспортуючих органів з підвищеним зчепленням з матеріалом, що дає можливість більш якісно оброблювати матеріали при суттєво меншому необхідному тискові лапки на матеріал.

В роботі [2] вказується на те, що при збільшенні швидкості відбувається зменшення затягування стібків, що пояснюється зменшенням сили тертя голкової нитки в регуляторі натягнення в результаті зміни тривалості нерухомого контакту з деталями регулятора та особливостями поведінки швейних ниток при їх високошвидкісній деформації. Причиною цього може бути також порушення умов взаємодії транспортуючих робочих органів внаслідок підскоку притискуючої лапки, що є характерним для швидкісного режиму роботи швейної машини.

2.2. Розробка циклограми швейної машини

Якісна обробка широкого діапазону матеріалів передбачає для кожного з них або їх груп застосування окремого режиму. Для усунення стягування напівфабрикатів нитками строчки потрібно, щоб під час затягування стібка, коли голкова нитка сприймає максимальне натягнення, зберігалась величина переміщеня матеріалів, які оброблюються. Під час збільшення довжини стібка може так трапитися, що під час затягування стібка частина матеріалу, що перебуває під лапкою, буде перебувати в стисненому стані, тим самим не створюючи додаткового транспортуючого зусилля. Для того, щоб цього не відбувалося, необхідно забезпечити контакт зубців зубчастої рейки по всій її площині.

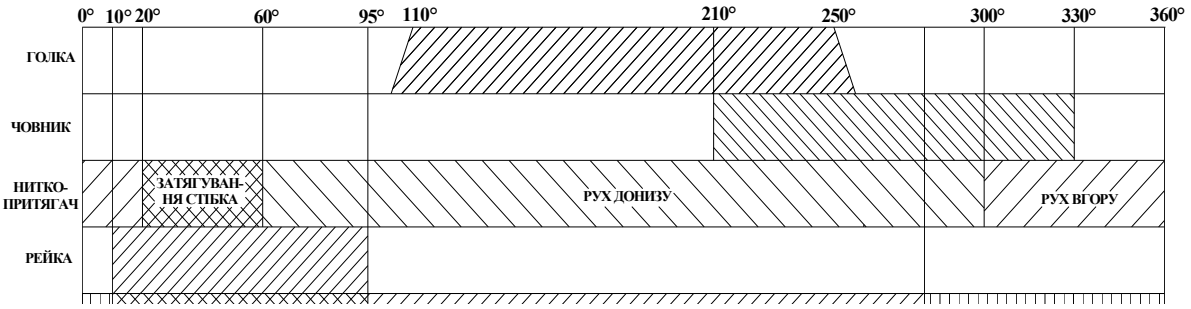


Рис. 3. Циклограма роботи швейної машини 1022 М

Величина деформації матеріалу до моменту настання проковзування залежить від пружних властивостей і його довжини, яка буде визначатися відстанню між роликом та притискуючою лапкою. Тому, при обробці на швейній машині різноманітних матеріалів для того, щоб ефективніше використовувати їх здатність до пружних деформацій, необхідним є передбачення регулювання відстані між робочим органом пулера та лапкою.

2.3. Вимоги до розробки структурної схеми механізму зубчастої рейки

До вимоги розробки структурних схем механізмів швейних машин можна віднести:

1) структурна схема розроблюваного механізму повинна бути максимально простою;

2) уникати застосування розгалужених кінематичних ланцюгів;

3) при виборі схеми бажано уникати або застосовувати найменшу кількість вищих кінематичних пар;

4) доцільно обирати структурні схеми, що забезпечують найменші навантаження на ланки, враховуючи закон зміни прискорення;

5) по можливості уникати використання ланок, що характеризуються ексцентричним прикладанням навантажень;

2.4. Умови синтезу механізму

Основними умовами метричного синтезу механізму є [6]:

а) забезпечення головної кінематичної та функціональної властивості механізму яка полягає в одержанні еліпсоподібної траєкторії рейки, заданої точками *0,3, 6, 9* (рис. 4*)* та параметром *T* (складова горизонтального руху вершини середнього зуба рейки при максимальній довжині стібка) \ параметром *H* (максимальна складова вертикального руху вершини середнього зуба рейки);

б) забезпечення можливості безступінчатого регулювання величини горизонтальної складової руху рейки у межах ($O < T \leq T_{max}$

До *додаткових умов метричного синтезу* механізму належать:

в) обмеження на довжину ланок, зумовлене заданими параметрами простору під платформою головки машини;

г) необхідність прив'язки механізму до заданого розташування головного вала та зубчастої рейки *P,*

д) забезпечення комфортних умов регулювання довжини стібка з дотриманням ергономічних вимог, щодо типу, розміщення, характеру, величини та напрямку руху, органу керування, а також зусиль, необхідних для регулювання та переключення на зворотний хід рейки.

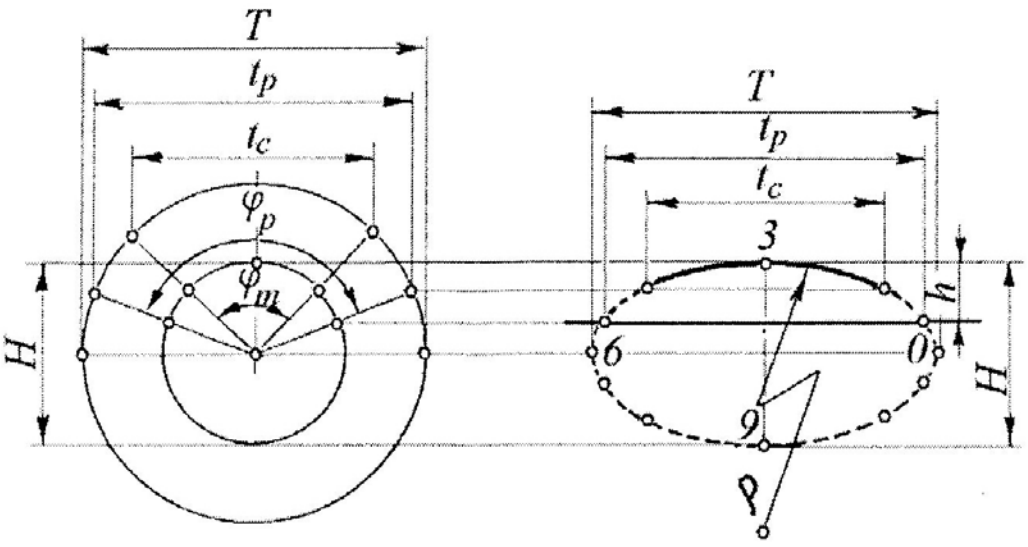


Рис. 4. Розрахункова схема до визначення параметрів Т і Н руху зубчастої рейки

2.5. Визначення вхідних параметрів синтезу механізму

Згідно з основними умовами синтезу задана кінематична властивість механізму полягає в тому, що вершина зуба рейки повинна окреслювати еліпсоподібну траєкторію, яка мало відрізняється від теоретичної кривої, що задана точками *0, 3, б, 9* (рис. 4) та параметрами *T \ H.*

Ці вихідні дані випливають з необхідних (заданих) технологічних параметрів - максимальної довжини стібка l_C (в нашому випадку, l_C = 1,7 -3,2 мм) та підняття зубців рейки над рівнем голкової пластини на величину *h* (в нашому випадку приймаємо h= 1 мм).

При цьому виходять з того, що необхщну форму траекторй одержують наданням рейці горизонтальних *T і* вертикальних *H* складових її руху за законами виразу (5.1.):

При визначенні вхідних параметрів *T* та *H* необхідно враховувати важливі кінематичні властивості типового механізму та складні невизначені явища, пов'язані з процесом переміщення матеріалу зубчастою рейкою. Так, при заданому значенні горизонтальної складової *T* руху рейки, що закріплена на відростку шатуна

ЕС (рис. 5), вертикальні складові Н,- руху кожного з зубів рейки та форма їх траєкторій виявляються різними (рис. 5).

Складові руху зубчастої рейки можна визначити за виразоми:

$$H_б = (EF - 0.5l)\sin\alpha, \qquad (5.3)$$

$$Hв = (EF + 0.5l)\sin\alpha, \qquad (5.4)$$

де

$$\alpha = arcsin\frac{H_a}{TF}, \qquad (5.5)$$

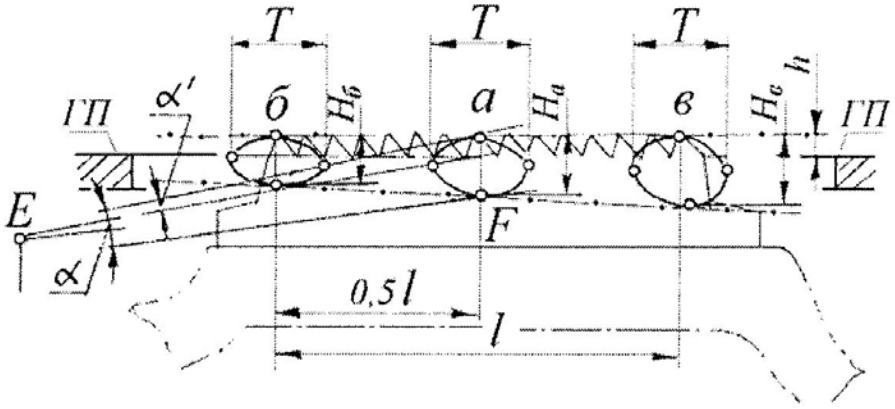


Рис. 5. Розрахункова схема до визначення вертикальних складових рухів

У зв'язку з цим однакова величина h підняття кожного з зубів рейки над рівнем голкової пластини (h= 1 мм), що забезпечує приблизні адекватні умови їх функціонування, досягається відповідним нахилом рейки на кут *a′* відносно голкової пластини ***ГП.*** При цьому різниця підняття крайніх зубців б та *в* рейки щодо середнього зуба *а* при його піднятті на h= 1 мм (що відповідає куту *a′* ≈1°) становить, відповідно, (- 0,2 мм) та (+0,2) мм.

При синтезі механізму зубчастої рейки будемо враховувати, що величина траєкторії більша ніж необхідна величина на коефіцієнт к=1,1-1,2.

Тобто $t_p = 1{,}15 \cdot t = 1{,}15 \cdot 5 = 5{,}75$ *мм*

2.6. Розробка математичної моделі механізму зубчастої рейки

Для визначення оптимальних параметрів взаємодії зубчатої рейки з голкою створимо математичну модель механізму транспортування, котра б відтворювала роботу останнього.

За основу моделі візьмемо механізм транспортування матеріалу машини 1022 Мкл., проте без ланок регулювання довжини стібка, адже за задумом довжина стібка буде змінюватись ступінчасто, залежно від радіусу кулачка, що входить до функціональної групи горизонтального переміщення зубчатої рейки.

Почнемо розрахунок з функціональної групи горизонтальних переміщень (ФГГП).

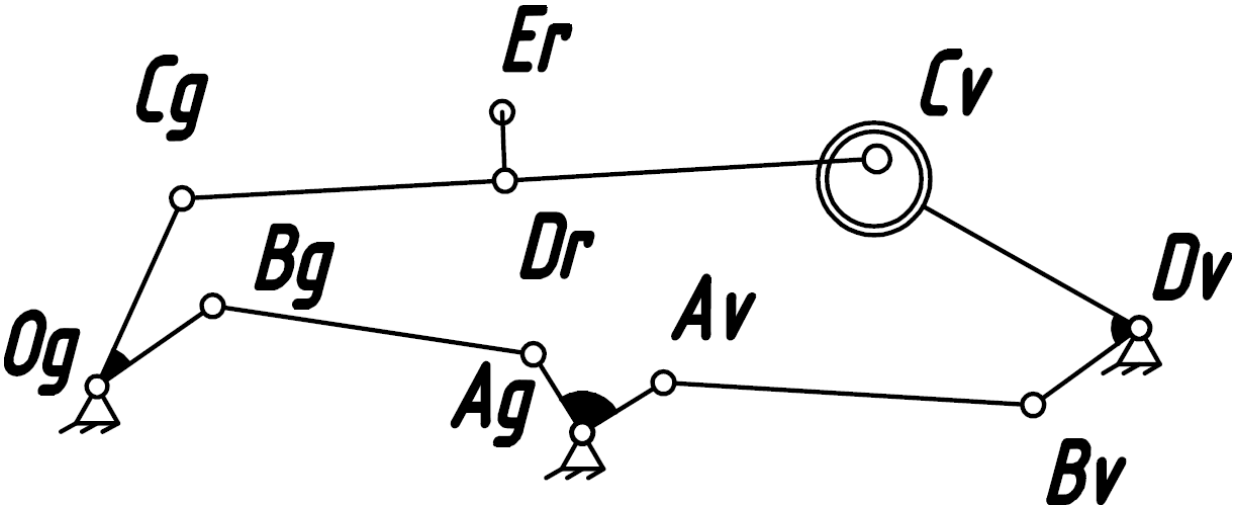


Рис. 6. Розрахункова схема механізму зубчастої рейки швейної машини 1022М кл.

Визначаємо координати точки *Ag*. Враховуючи те, що базою розрахунку є механізм транспортування машини 1022 кл. вісь розподільчого валу знаходиться в одній площині з віссю човника, а отже вісь симетрії механізму голки проходить також і через вісь розподільчого валу. Ще досить важливим є той факт, що обертання головного валу машини співпадають з обертанням розподільчого валу.

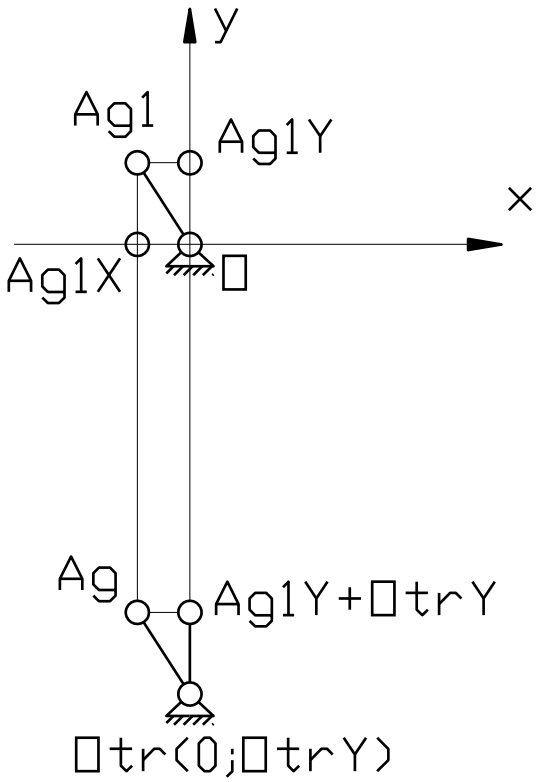


Рис. 5.3.

Враховуючи вищесказане, визначення координат точки *Ag* зводиться до визначення проекцій радіусу кулачка *Rg* ФГГП на відповідні осі проте зі зміщенням по вісі ординат на величину рівну ординаті центру обертання розподільчого валу.

Задаємося кутом обертання головного валу:

$\phi := 0\cdot deg , 10\cdot deg .. 360\cdot deg$.

Для можливості точного регулювання взаємодії механізму транспортування з механізмом голки введемо певний регулюючий параметр, котрий вводив би в розрахунки зміщення кута повороту розподільчого валу відносно головного валу. Отримаємо наступні рядки:

$at(\phi) := \phi + 0\cdot deg$

Маючи кут обертання розподільного валу знаходимо проекції радіусу кулачка *Rg* на відповідні осі.

$AgX(\phi) := Rg\cdot\cos(at(\phi))$ $AgY(\phi) := Rg\cdot\sin(at(\phi)) + OtrY$

Далі визначаємо координати точки *Bg* . Для визначення координат необхідно аналітично розв’язати наступну систему рівнянь.

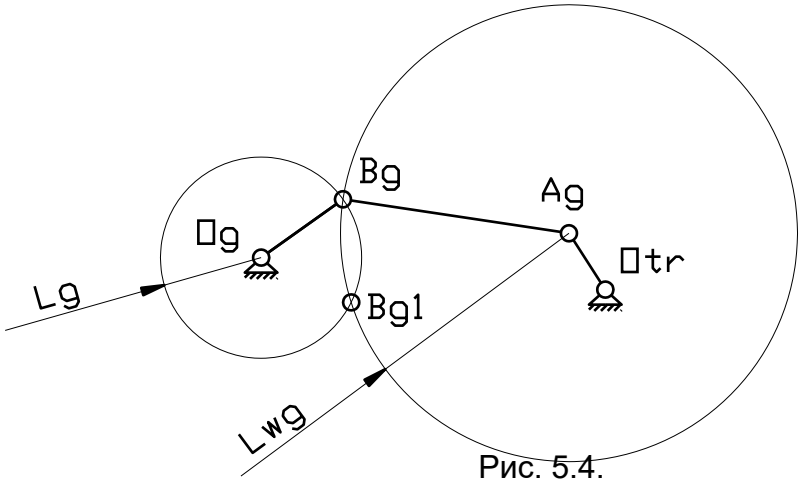


Рис. 5.4.

$$\begin{cases}(x - AgX(\phi))^2 + (y - AgY(\phi))^2 = Lwg^2\\ (x - OgX)^2 + (y - OgY)^2 = Lg^2\end{cases}$$, де

OgX , *OgY* - координати центра обертання двоплечого коромисла;

Lg - довжина першого плеча двоплечого коромисла ФГГП

$AgX(\phi)$, $AgY(\phi)$ - координати точки *Ag;*

Lwg - довжина шатуна *AgBg*. Використовуючи раніше розроблений алгоритм вирішення даного завдання отримаємо наступні рядки коду:

$$Ad3(\phi) := \begin{cases} \left(\frac{OgY - AgY(\phi)}{OgX - AgX(\phi)}\right)^2 + 1 & \text{if } OgX \neq AgX(\phi) \\ 1 & \text{if } OgX = AgX(\phi) \end{cases}$$

$$Bd3(\phi) := \begin{cases} -2\cdot\left[\frac{Lwg^2 - Lg^2 - AgX(\phi)^2 - AgY(\phi)^2 + OgX^2 + OgY^2}{2\cdot(OgX - AgX(\phi))}\cdot\frac{OgY - AgY(\phi)}{OgX - AgX(\phi)} - AgX(\phi)\cdot\frac{OgY - AgY(\phi)}{OgX - AgX(\phi)} + AgY(\phi)\right] & \text{if } OgX \neq AgX(\phi) \\ 2\cdot AgX(\phi) & \text{if } OgX = AgX(\phi) \end{cases}$$

$$Cd3(\phi) := \begin{cases} \left[\frac{Lwg^2 - Lg^2 - AgX(\phi)^2 - AgY(\phi)^2 + OgX^2 + OgY^2}{2\cdot(OgX - AgX(\phi))}\right]^2 - 2\cdot AgX(\phi)\cdot\frac{Lwg^2 - Lg^2 - AgX(\phi)^2 - AgY(\phi)^2 + OgX^2 + OgY^2}{2\cdot(OgX - AgX(\phi))} + AgX(\phi)^2 + AgY(\phi)^2 - Lwg^2 & \text{if } OgX \neq AgX(\phi) \\ AgX(\phi)^2 + \left[\frac{Lwg^2 - Lg^2 - AgY(\phi)^2 + OgY^2}{2\cdot(OgY - AgY(\phi))} - AgY(\phi)\right]^2 - Lwg^2 & \text{if } OgX = AgX(\phi) \end{cases}$$

$$D3(\phi) := Bd3(\phi)^2 - 4\cdot Ad3(\phi)\cdot Cd3(\phi)$$

$$BgY(\phi) := \begin{cases} \frac{-Bd3(\phi) + \sqrt{D3(\phi)}}{2\cdot Ad3(\phi)} & \text{if } OgX \neq AgX(\phi) \\ \frac{Lwg^2 - Lg^2 - AgY(\phi)^2 + OgY^2}{2\cdot(OgY - AgY(\phi))} & \text{if } OgX = AgX(\phi) \end{cases}$$

$$BgX(\phi) := \begin{cases} \frac{Lwg^2 - Lg^2 - AgX(\phi)^2 - AgY(\phi)^2 + OgX^2 + OgY^2}{2\cdot(OgX - AgX(\phi))} - \left(\frac{OgY - AgY(\phi)}{OgX - AgX(\phi)}\right)\cdot BgY(\phi) & \text{if } OgX \neq AgX(\phi) \\ \frac{-Bd3(\phi) - \sqrt{D3(\phi)}}{2\cdot Ad3(\phi)} & \text{if } OgX = AgX(\phi) \end{cases}$$

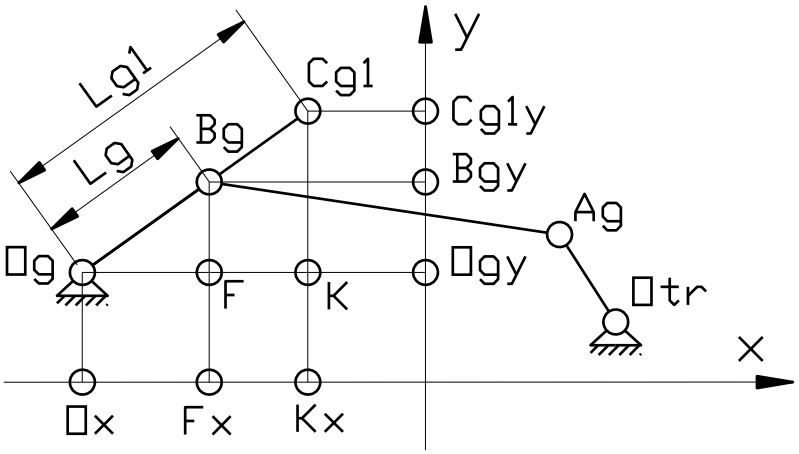


Рис. 5.5.

Однозначність вирішення зводимо до отримання більших значень кореня рівняння. Далі знаходимо координати точки *Cg*. Її координати будемо визначати в два етапи. На першому етапі ми знайдемо проміжну точку *Cg1* котра буде віддалена від центру обертання коромисла ФГГП *Og* на довжину другого плеча *Lg1*. На другому етапі ми знайдемо шукану координату, шляхом повороту проміжної координати.

Для зручності розрахунку проведемо довільну вісь координат, як зображено на рис.14.

Розглянемо трикутники *BgOgF* та *Cg1OgK*. Дані трикутники подібні. З подібності трикутників випливають наступні тотожності:

$\frac{OgBg}{OgCg1} = \frac{BgF}{Cg1K} = \frac{OgF}{OgK}$, котрі в координатній формі матимуть наступний вигляд:

$$\frac{Lg}{Lg1} = \frac{Bgy - Fy}{Cg1y - Ky} = \frac{Fx - OgX}{Kx - OgX}.$$

Розглянемо співвідношення $\frac{Lg}{Lg1} = \frac{Bgy - Fy}{Cg1y - Ky}$. Виходячи з розрахункової схеми маємо $Fy = Ky = OgY$, враховуючи це та виконавши елементарні математичні перетворення отримаємо наступне :

$$Cg1y = \frac{Lv1 \cdot (Bgy - OgY)}{Lv} + OgY.$$

Розглянемо співвідношення $\frac{Lg}{Lg1} = \frac{Fx - OgY}{Kx - OgY}$. Виходячи з розрахункової схеми маємо: $Fx = Bgx$, $Kx = Cg1x$ враховуючи це та виконавши елементарні математичні перетворення отримаємо наступне :

$$Cg1x = \frac{Lv1 \cdot (Bgx - OgY)}{Lv} + OgY$$

Вносимо отримані співвідношення в середовище Math_CAD 2001. Отримуємо наступні рядки коду:

$Lg1 := 30$

$$Cg1Y(\phi) := OgY + \frac{Lg1 \cdot (BgY(\phi) - OgY)}{Lg}$$

$$Cg1X(\phi) := OgX + \frac{Lg1 \cdot (BgX(\phi) - OgX)}{Lg}$$

На цьому перший етап розрахунку координат точки *Cg* завершено. Наступним кроком є поворот отриманої координати на необхідний нам кут (кут між плечами двоплечого коромисла ФГГП).

Для повороту отриманої координати будемо застосовувати Аффінні перетворення [10], а саме матрицю повороту. В загальному вигляді поворот певної координати має наступний вигляд:

$$\begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\phi) & -\sin(\phi) \\ \sin(\phi) & \cos(\phi) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix}, \text{ де}$$

X, Y - відповідні координати точки, що повертається;
X_1, Y_1 - нові координати точки після повороту.

ϕ - кут повороту координат.

Отже для отримання координат точки *Cg* необхідно координати точки *Cg1* матрично перемножити на відповідну матрицю повороту.

$$\begin{pmatrix} CgX \\ CgY \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} Cg1X \\ Cg1Y \end{pmatrix}$$

Проте розрахувати координати в такому вигляді в середовищі Math_CAD 2001 в нашому випадку неможливо, адже координати точки *Cg1* визначаються по функціональній залежності від кута повороту головного валу, отже ми маємо певну функцію, а матричне множення кількох функцій не передбачене в даній версії Math_CAD 2001. Отже розкриємо дане матричне множення. Отримаємо вирази наступного виду:

$$CgX = \cos(\theta) \cdot Cg1X - \sin(\theta) \cdot Cg1Y$$

$$CgY = \sin(\theta) \cdot CgX + \cos(\theta) \cdot Cg1Y$$

Проте отримані координати не зовсім ті, що нам необхідні, адже матриця повороту повертає задану точку навколо нульової осі, а не навколо осі обертання двоплечого коромисла. Для отримання необхідних координат виконаємо наступні кроки.

Спочатку перенесемо координати нульової осі в точку *Og* для чого змінимо координати точки *Cg1* наступним чином:

$$Cg1X' = Cg1X - OgX$$

$$Cg1Y' = Cg1Y - OgY$$

Потім отримані після повороту координати повертаємо на звичну вісь шляхом додавання координат зміщення вісі. В середовищі Math_CAD 2001отримаємо наступні рядки коду:

$$Cg2X(\phi) := \cos(\theta) \cdot (Cg1X(\phi) - OgX) - \sin(\theta) \cdot (Cg1Y(\phi) - OgY)$$

$$Cg2Y(\phi) := \sin(\theta) \cdot (Cg1X(\phi) - OgX) + \cos(\theta) \cdot (Cg1Y(\phi) - OgY)$$

$$CgX(\phi) := Cg2X(\phi) + OgX$$

$$CgY(\phi) := Cg2Y(\phi) + OgY$$

Почнемо розрахунок функціональної групи вертикальних переміщень (ФГВП). Визначимо координати точки *Av*. Алгоритм розрахунку буде таким самим, як і в випадку з координатами точки *Cg*. Спочатку ми відкладемо радіус кулачка вертикальних переміщень на радіусі кулачка горизонтальних переміщень отримуємо наступні рядки коду:

$$Av1X(\phi) := OtrX - \frac{Rv\cdot(OtrX - AgX(\phi))}{Rg}$$

$$Av1Y(\phi) := OtrY - \frac{Rv\cdot(OtrY - AgY(\phi))}{Rg}$$

Потім зміщуємо вісь, робимо поворот та вертаємо вісь:

$$\psi := -90\cdot deg$$

$$Av2X(\phi) := \cos(\psi)\cdot(Av1X(\phi) - OtrX) - \sin(\psi)\cdot(Av1Y(\phi) - OtrY)$$

$$Av2Y(\phi) := \sin(\psi)\cdot(Av1X(\phi) - OtrX) + \cos(\psi)\cdot(Av1Y(\phi) - OtrY)$$

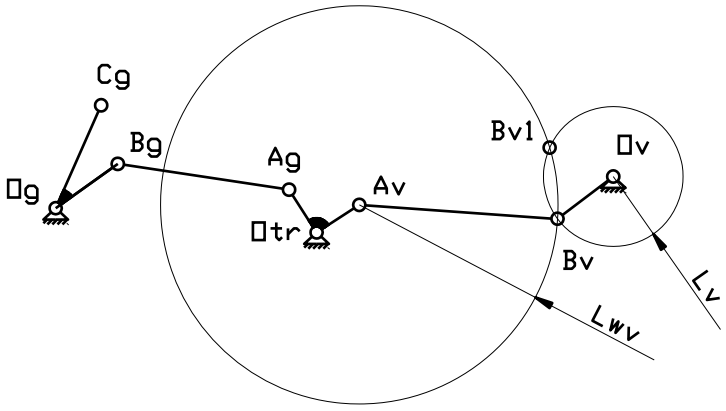
$$AvX(\phi) := Av2X(\phi) + OtrX$$

$$AvY(\phi) := Av2Y(\phi) + OtrY.$$

Знаходимо координати точки *Bv*. Для визначення координат необхідно аналітично розв'язати наступну систему рівнянь.

$$\begin{cases}(x - AvX(\phi))^2 + (y - AvY(\phi))^2 = Lwv^2\\(x - OvX)^2 + (y - OvY)^2 = Lv^2\end{cases}, \text{ де}$$

OvX , OvY - координати центра обертання двоплечого коромисла ФГВП;



Lv - довжина першого плеча двоплечого коромисла ФГВП

$AvX(\phi), AvY(\phi)$ - координати точки Av;

Lwv - довжина шатуна $AvBv$.

Використовуючи раніше ,розроблений алгоритм вирішення даного завдання отримаємо наступні рядки коду:

$$Ad4(\phi) := \begin{vmatrix}\left(\frac{OvY - AvY(\phi)}{OvX - AvX(\phi)}\right)^2 + 1 \text{ if } OvX \neq AvX(\phi)\\1 \text{ if } OvX = AvX(\phi)\end{vmatrix} *$$

$$Bd4(\phi) := \begin{vmatrix}-2\cdot\left[\frac{Lwv^2 - Lv^2 - AvX(\phi)^2 - AvY(\phi)^2 + OvX^2 + OvY^2}{2\cdot(OvX - AvX(\phi))}\cdot\frac{OvY - AvY(\phi)}{OvX - AvX(\phi)} - AvX(\phi)\cdot\frac{OvY - AvY(\phi)}{OvX - AvX(\phi)} + AvY(\phi)\right] \text{ if } OvX \neq AvX(\phi)\\2\cdot AvX(\phi) \text{ if } OvX = AvX(\phi)\end{vmatrix} *$$

$$Cd4(\phi) := \begin{cases} \left[\frac{Lwv^2 - Lv^2 - AvX(\phi)^2 - AvY(\phi)^2 + OvX^2 + OvY^2}{2\cdot(OvX - AvX(\phi))}\right]^2 - 2\cdot AvX(\phi)\cdot\frac{Lwv^2 - Lv^2 - AvX(\phi)^2 - AvY(\phi)^2 + OvX^2 + OvY^2}{2\cdot(OvX - AvX(\phi))} + AvX(\phi)^2 + AvY(\phi)^2 - Lwv^2 & \text{if } OvX \neq AvX(\phi) \\ AvX(\phi)^2 + \left[\frac{Lwv^2 - Lv^2 - AvY(\phi)^2 + OvY^2}{2\cdot(OvY - AvY(\phi))} - AvY(\phi)\right]^2 - Lwv^2 & \text{if } OvX = AvX(\phi) \end{cases}$$

$$D4(\phi) := Bd4(\phi)^2 - 4\cdot Ad4(\phi)\cdot Cd4(\phi)$$

$$BvY(\phi) := \begin{cases} \frac{-Bd4(\phi) - \sqrt{D4(\phi)}}{2\cdot Ad4(\phi)} & \text{if } OvX \neq AvX(\phi) \\ \frac{Lwv^2 - Lv^2 - AvY(\phi)^2 + OvY^2}{2\cdot(OvY - AvY(\phi))} & \text{if } OvX = AvX(\phi) \end{cases}$$

$$BvX(\phi) := \begin{cases} \frac{Lwv^2 - Lv^2 - AvX(\phi)^2 - AvY(\phi)^2 + OvX^2 + OvY^2}{2\cdot(OvX - AvX(\phi))} - \left(\frac{OvY - AvY(\phi)}{OvX - AvX(\phi)}\right)\cdot BvY(\phi) & \text{if } OvX \neq AvX(\phi) \\ \frac{-Bd4(\phi) - \sqrt{D4(\phi)}}{2\cdot Ad4(\phi)} & \text{if } OvX = AvX(\phi) \end{cases}$$

Однозначність вирішення системи рівнянь покладаємо на відкидання більших коренів рівняння.

Алгоритм знаходження координат точки *Cv* аналогічний до алгоритму знаходження координат точки *Cg*. Єдина відмінність в куті ковороту, котрий буде від'ємним адже поворот здійснюється за годинниковою стрілкою. Спочатку ми відкладемо довжину другого плеча двохплечого коромисла:

$$Lv1 := 30$$

$$Cv1Y(\phi) := OvY - \frac{Lv1\cdot(OvY - BvY(\phi))}{Lv}$$

$$Cv1X(\phi) := OvX - \frac{Lv1\cdot(OvX - BvX(\phi))}{Lv}$$

Потім зміщуємо вісь, робимо поворот та вертаємо вісь:

$$\omega := -103\cdot deg$$

$$Cv2X(\phi) := \cos(\omega)\cdot(Cv1X(\phi) - OvX) - \sin(\omega)\cdot(Cv1Y(\phi) - OvY)$$

$$Cv2Y(\phi) := \sin(\omega)\cdot(Cv1X(\phi) - OvX) + \cos(\omega)\cdot(Cv1Y(\phi) - OvY)$$

$$CvX(\phi) := Cv2X(\phi) + OvX$$

$$CvY(\phi) := Cv2Y(\phi) + OvY$$

Після цього знаходимо координати точки *Dr* для цього знайдемо довжину відрізка між точками *Cv* та *Cg*. Отримуємо наступні рядки коду:

$$Lcgcv(\phi) := \sqrt{(CgX(\phi) - CvX(\phi))^2 + (CgY(\phi) - CvY(\phi))^2}$$

Далі відкладаємо відрізок *CgDr*, котрий буде знаходитись на відрізку *CvCg*.

В розрахунках в середовищі Math_CAD 2001позначимо *CgDr=Lcr*. Отримаємо наступні рядки:

$$Lcr := 60$$

$$DrY(\phi) := CgY(\phi) - \frac{Lcr \cdot (CgY(\phi) - CvY(\phi))}{Lcgcv(\phi)}$$

$$DrX(\phi) := CgX(\phi) - \frac{Lcr \cdot (CgX(\phi) - CvX(\phi))}{Lcgcv(\phi)}$$

Для знаходження координат точки *Er*, що характеризує вістря середнього зубця зубчатої рейки, знов ж таки скористуємося алгоритмом, котрий використовували при знаходженні координат точки *Cg*. Для цього знайдемо довжину відрізка *DrCv*, адже в процесі роботи механізму задана відстань змінюється. В середовищі Math_CAD 2014 отримаємо:

$$Ldrcv(\phi) := \sqrt{(CvX(\phi) - DrX(\phi))^2 + (CvY(\phi) - DrY(\phi))^2}$$

Далі знов ж таки відкладаємо відрізок *DrEr* на відрізку *CgCv:*

$$Hr := 15$$

$$Er1Y(\phi) := DrY(\phi) - \frac{Hr \cdot (DrY(\phi) - CvY(\phi))}{Ldrcv(\phi)}$$

$$Er1X(\phi) := DrX(\phi) - \frac{Hr \cdot (DrX(\phi) - CvX(\phi))}{Ldrcv(\phi)}$$

.

Потім зміщуємо вісь, робимо поворот та вертаємо вісь:

$$\delta := 90 \cdot deg$$

$$Er2Y(\phi) := \cos(\delta) \cdot (Er1X(\phi) - DrX(\phi)) - \sin(\delta) \cdot (Er1Y(\phi) - DrY(\phi))$$

$$Er2X(\phi) := \sin(\delta) \cdot (Er1X(\phi) - DrX(\phi)) + \cos(\delta) \cdot (Er1Y(\phi) - DrY(\phi))$$

$$ErX(\phi) := Er2Y(\phi) + DrX(\phi)$$

$$ErY(\phi) := Er2X(\phi) + DrY(\phi)$$

Отримані координати відображають залежність траєкторії руху середнього зубця зубчастої рейки механізму транспортування від кута обертання головного валу машини.

Приймаємо вихідні параметри синтезу механізму зубчастої рейки виходячи з конструктивних розмірів корпусу, які заносимо в таблицю 2.

Таблиця 2.

Найменування параметра	Значення параметра
	мм
L_{OAg}	1,5

L_{AgBg}	70
L_{OgBg}	19
L_{OgCg}	22
L_{DrCg}	10,5
L_{DrEr}	49
LCvDv	25,5
LBvDv	19,4
LAvBv	25
LAvO	0,95

2.7. Розрахунок масо-інерційних параметрів ланок механізму

Визначимо масо-інерційні параметри моделей ланок (ексцентрик, шатун в зборі, коромисло) механізму за допомогою системи Solid Works командою Mass Properties. При цьому вісь Z співпадає з віссю обертання головного вала, система кординат є правою. Результати розрахунків представлені «скріншотами» рис. 7-10. Отримані значення маси, положення центра мас, та момент інерції заносимо до таблиці 3.

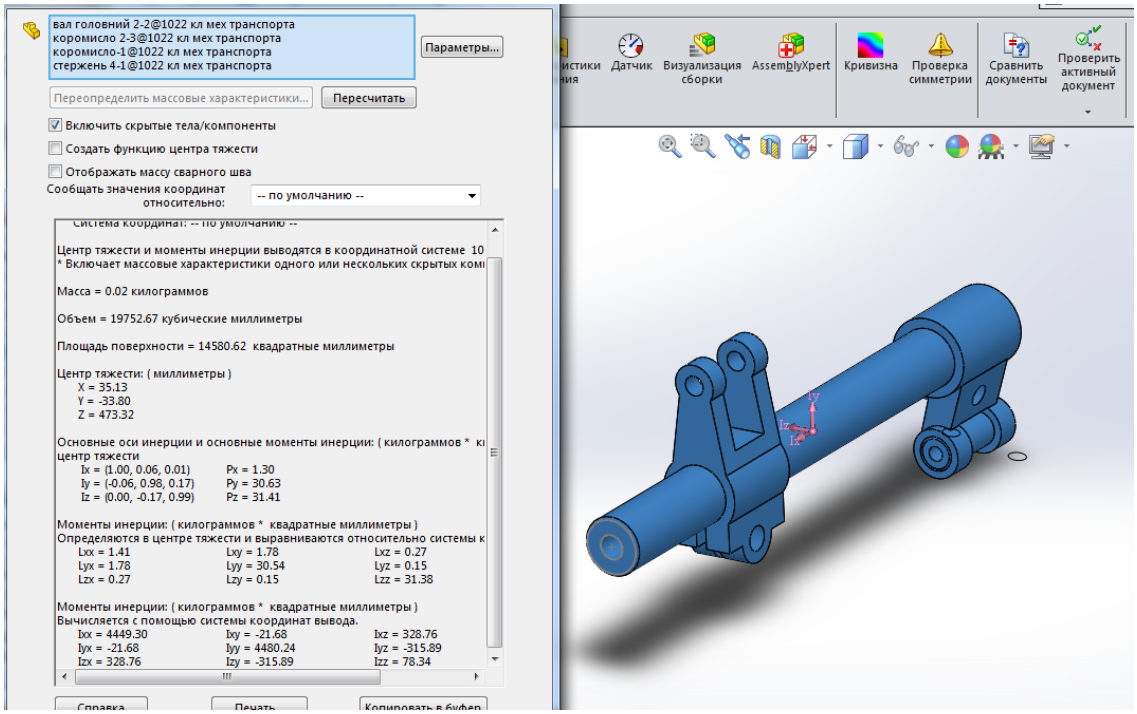


Рис. 7. 3D -модель коромисла двохплечого горизонтальних рухів для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

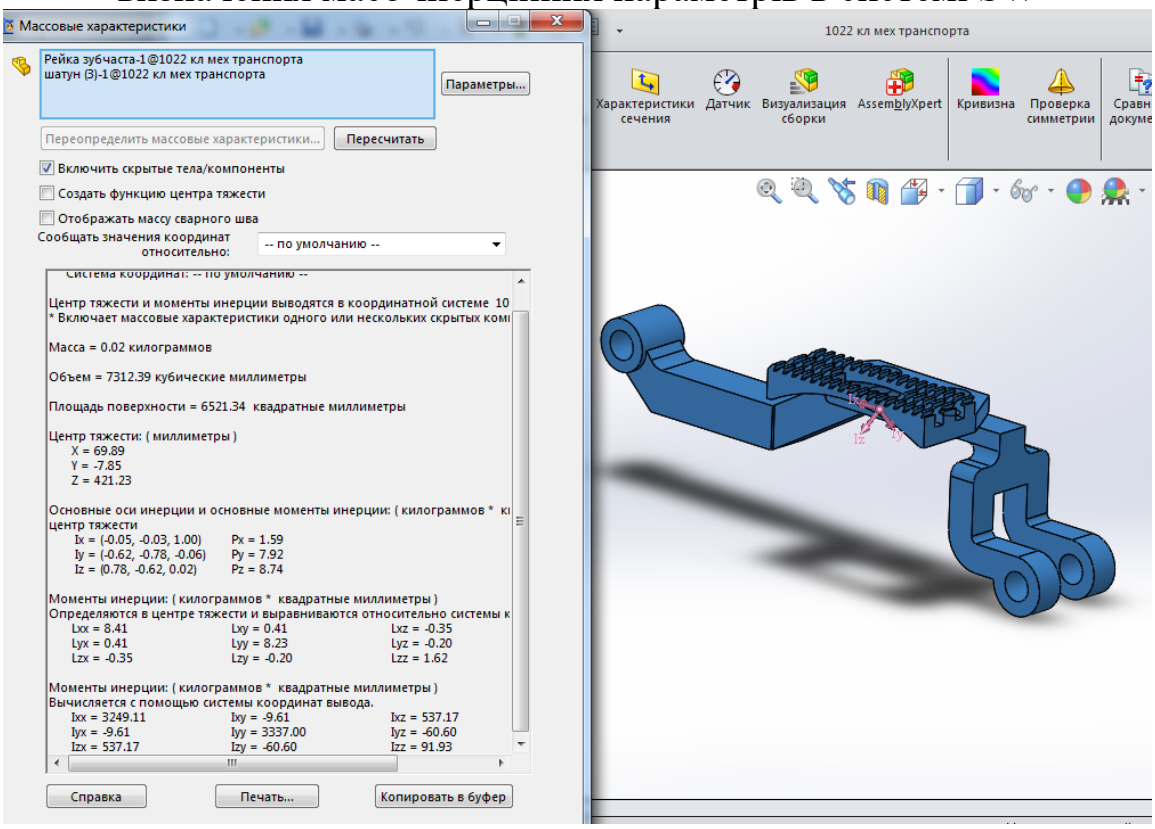


Рис. 8. 3D -модель шатун для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

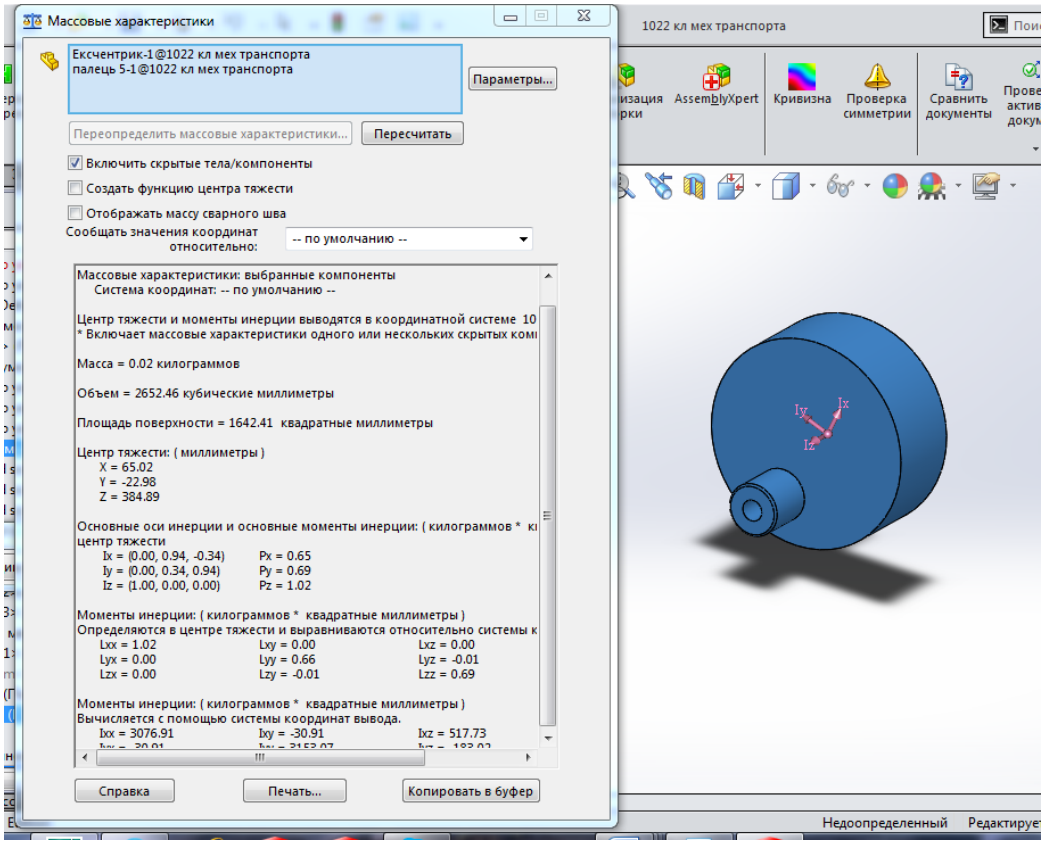


Рис. 9. 3D -модель ексцентрика для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

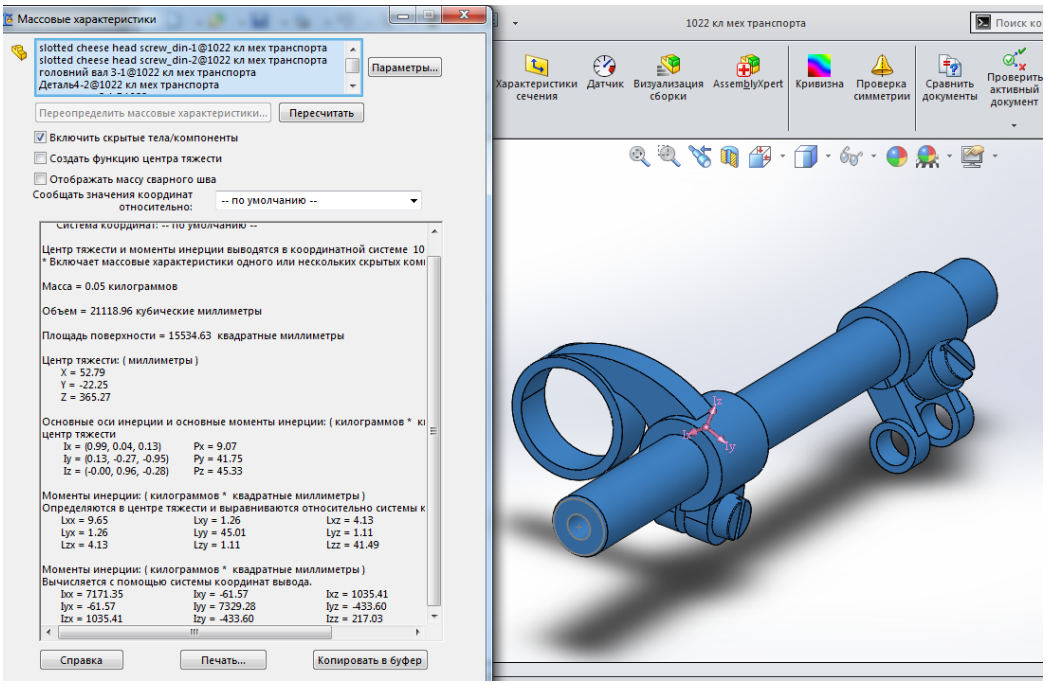


Рис. 10. 3D -модель коромисла двохплечого вертикальних рухів для визначення масо-інерційних параметрів в системі SW

Таблиця 3.

Масо-інерційні параметри ланок

Параметр		m, кг	X_S,	Ys	Z_S,	I_Y, кг·м^2
			мм			
1	Коромисло 2-х гориз рух.	0,02	0	0	2,9	$1{,}73\cdot10^{-5}$
2	Шатун в зборі	0,018	134	13,5	0,129	$9{,}42\cdot10^{-4}$
3	Ексцентрик	0,019	0	9,4	8,0	$2{,}48\cdot10^{-6}$
4	Коромисло 2-х верт. рух.	0,018	134	13,5	0,129	$2{,}5\cdot10^{-6}$

2.8. Кінематичний аналіз механізму зубчастої рейки

2.8.1. Методика обрахунку

Кінематичне дослідження плоских та просторових механізмів в більшості виконують як аналітичними методами так і векторними методами, або методами подібних трикутників. При кінематичному аналізі механізму формування кишені було побудовано повнофункціональну 3D модель (рис. 11) для, якої був застосований додаток CAE – SolidWorks Motion кінематичного та динамічного дослідження.

Кінематичний розрахунок виконувався методом зв'язаних диференціальних і алгебраїчних рівнянь, які визначають рух моделі. Числове рішення цих рівнянь виконується шляхом інтеграції диференціальних рівнянь відповідно до обмежень рівнянь алгебри.

Набір диференціальних рівнянь є чисельно жорстким, коли наявним є широкий розмах власних значень високих і низьких частот, у той час коли власні значення високих частот сильно демпфовані. Швидкість рішення рівнянь руху залежить від чисельної жорсткості рівнянь. Чим більш жорсткі рівняння, тим повільніше процес їх рішення.

Жорсткий метод інтеграції є найефективнішим методом рішення жорстких систем рівнянь. Чисельно жорсткі диференціальні рівняння вимагають жорстких методів інтеграції для ефективного розрахунку рішень, оскільки інші методи рішення диференціальних рівнянь не підходять або є дуже повільними.

Програма рішення SolidWorks Motion пропонує три жорсткі методи інтеграції для розрахунку руху:

GSTIFF і WSTIFF схожі в постановці задачі і поведінці. Обидва методи використовують кінцево-різницеве формулювання. Вони відрізняються в тому, що розрахунок коефіцієнтів GSTIFF припускає постійний крок, а коефіцієнти WSTIFF є функцією кроку. Якщо крок несподівано збільшується під час інтеграції, GSTIFF привносить невелику погрішність, тоді як WSTIFF може обробити зміни кроку без втрати точності. Несподівана зміна кроку відбувається,

коли присутні переривисті сили, переривистий рух або раптові події, такі як контакт.

Зважаючи на особливість механізму та те, що він містить паралельні функціональні групи (багатоланковими) кінематичний розрахунок проводився для окремих чотирьох ланковиків цього механізму, з цією метою механізм було розкладено по групам, які містять по три рухомі ланки та стійку.

Кінематичні параметри які визначались:

Лінійне переміщення $S = S(t)$

Лінійна швидкість $V = \frac{dS(t)}{dt}$

Лінійне прискорення $a = \frac{d^2S(t)}{dt^2}$

Кут повороту $\varphi = \varphi(t)$

Кутова швидкість $\omega = \frac{d\varphi(t)}{dt}$

Кутове прискорення $\varepsilon = \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2}$

Кінематичні характеристики є проміжним етапом аналізу механізму тому результати представлятися не будуть.

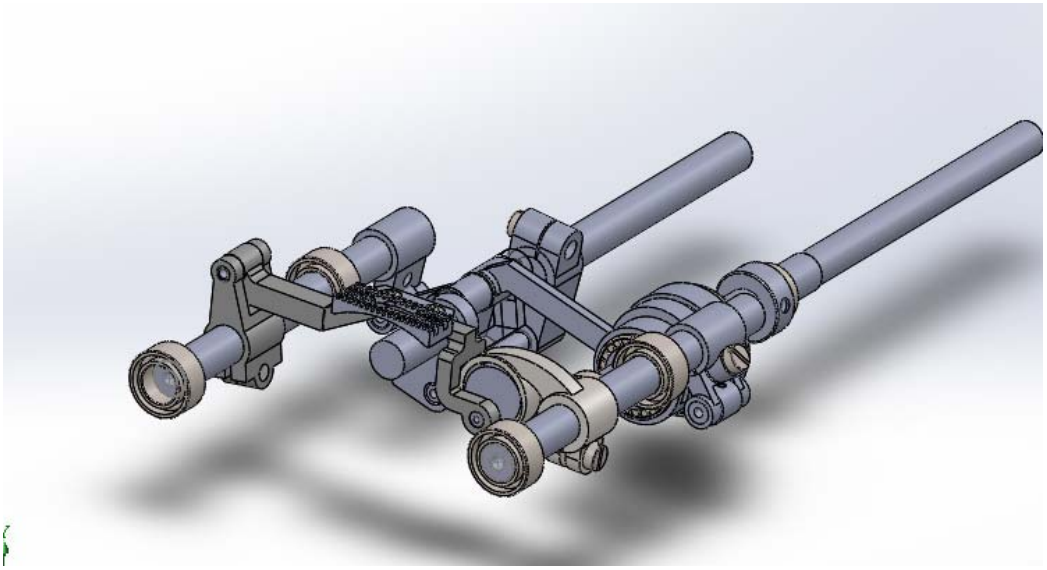


Рис. 10. 3D -модель механізму зубчастої рейки ш.м. 1022М(П) кл. для проведення кінематичного та динамічного аналізу в системі SW

2.9. Силовий аналіз механізму формування кишені

Визначення значень зусиль в пневмоприводах, реакцій в кінематичних парах проводимо за допомогою програми SolidWorks Motion, яка дозволяє визначити абсолютне значення реакції, а також за допомогою додатку Solid Works Simulation, який дозволяє виконати аналіз фізичних процесів, що характеризують напружений-деформований стан твердих тіл, рух і теплообмін плинного середовища, визначення напруження, величину деформації, переміщень та коефіцієнт запасу міцності. Процес визначання фізичних явищ, які описані за допомогою рівнянь оснований на методі кінцевих елементів.

2.9.1. Вихідні дані

Вихідними даними є отримана 3D модель механізму в SolidWorks (рис. 10.), масо інерційні, кінематичні параметри, а також значення зусилля притискання зубцями зубчастої рейки поверхні матеріалу – P=20 Н,

Результат розрахунку представлений діаграмою реакцій в кінематичних парах рис. 11.

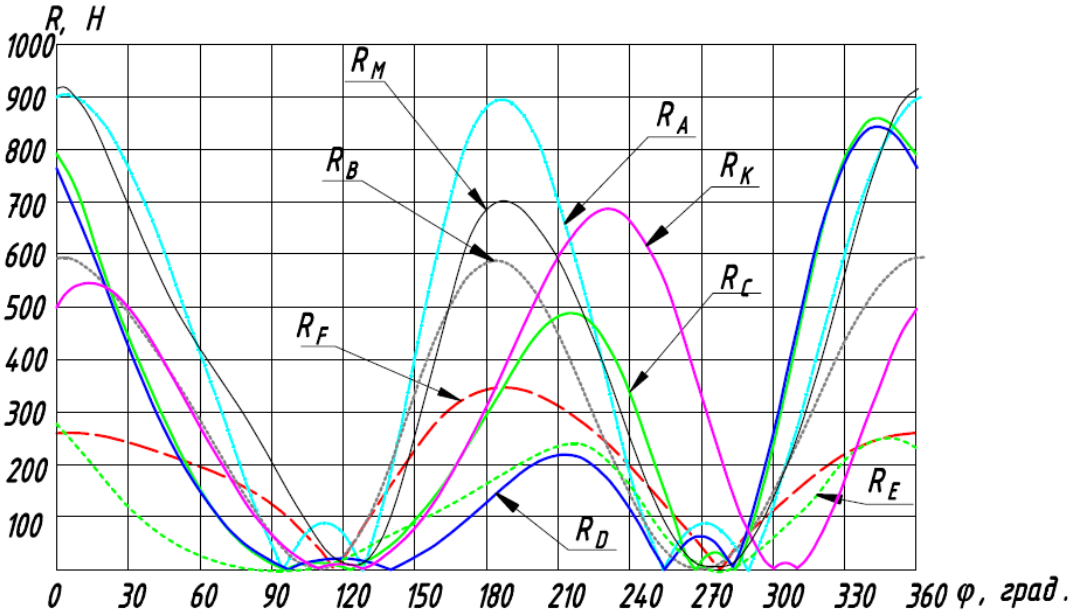


Рис. 11. Діаграма значень реакцій в кінематичних парах механізмі зубчастої рейки

Таблиця 4.

Значення максимальної величини реакції в кінематичних парах

№ п/п	Назва кінематичної пари	Позначення реакції	Значення реакції, Н
1	Ексцентрик v шатун	R_{12}	892
2	Шатун v коромисло v	R_{23}	598
3	Коромисло ексцентрик v	R_{34}	495
4	Шатун рейки коромисло гор. Р.	R_{34}	895
5	Коромисло стйка	R_{34}	895
6	Коромисло шатун	R_{34}	227
7	Шатун ексцентрик g	R_{34}	351

2.10. Перевірочний розрахунок на міцність

2.10.1. Методика обрахунку

Методика обрахунку основана на методі кінцевих елементів (МКЕ), який на сьогодні є стандартом при рішенні задач механіки твердого тіла за допомогою чисельних алгоритмів. МКЕ займає лідируюче положення завдяки можливості моделювати широкого кола об'єктів і явищ. Абсолютна більшість конструктивних елементів, вузлів і конструкцій, виготовлених з найрізноманітніших матеріалів, що мають різну природу, можуть бути розраховані за допомогою МКЕ. При цьому для зменшення похибок в результаті розрахунку, потрібно враховувати крок обрахунку при чисельній апроксимації. Тому питання відповідності між розрахунковою моделлю і реальністю є основним при використовуванні програм аналізу, це означає певну непередбачуваність результатів.

Отже, якість висновків, що приймаються на основі результатів, цілком залежить від кваліфікації, а також, стосовно розрахунку на міцність, принципового знайомства з основами МКЕ.

Поняття кінцевого елемента

В основі методу лежить дискретизація об'єкту з метою рішення рівнянь механіки суцільного середовища в припущенні, що ці співвідношення виконуються в межах кожної з елементарних областей. Ці області називаються кінцевими елементами. Вони можуть відповідати реальній
частині простору, як наприклад, просторові елементи (рис. 3.19 а, б), або ж бути математичною абстракцією, як елементи стержнів, балок, пластин або оболонок (рис. 3.19 в). В межах кінцевого елемента призначаються властивості, які обмежують ділянки об'єкту (характеристики жорсткості і міцності матеріалу, густина і т. д.) і описуються поля величин, що цікавлять
(стосовно механіки твердого тіла це переміщення, деформації, напруги і т. п.). Параметри з другої групи призначаються у вузлах елемента, а потім вводяться інтерполюючи функції, за допомогою яких відповідні значення можна обчислити в будь-якій точці усередині елемента або на його межі. Задача математичного опису елемента зводиться до того, щоб зв'язати діючі у вузлах фактори. В механіці суцільного середовища це, як правило, переміщення і зусилля.

Для обрахунку реакцій в кінематичних парах, а також визначення напруження, деформації, переміщення, коефіцієнту запасу міцності застосовуємо прямий метод побудови рівнянь

Розглянемо прямий метод побудови рівнянь, що зв'язують ці фактори в межах кінцевого елемента, в припущенні лінійної постановки.

1. Поле переміщень Δ в межах елемента (для просторової задачі $\Delta = [u, v, w]^T$) за допомогою інтерполяційних функцій (в так званих ізопараметричних кінцевих елементах, що використовуються, зокрема Solid Works Simulation, вони ідентичні функціям форми), зібраних в матрицю [N], виражається через вузлові переміщення $\{\Delta\}$. Значення інтерполяційних функцій полягає в тому, щоб, знаючи величини, наприклад, переміщень у вузлах, та отримати їх значення в будь-якій точці елемента залежно від координат. Ці співвідношення в вигляді матриці мають вигляд:

$$\Delta = N \cdot \{\Delta\}$$

Для просторової задачі

$$\Delta = \left[u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, ..., u_k, v_k, w_k \cdot\right]^T,$$

де k — число вузлів кінцевого елемента.

2. Поле деформацій ε виражається через ступені вільності {Δ} за допомогою диференціювання поля переміщень (а фактично інтерполяційних функцій) згідно співвідношенням, зібраним в матрицю [D] і пов'язуючи деформації з переміщеннями:

$$\varepsilon = \left[D\right] \cdot \left\{\Delta\right\}.$$

3. З урахуванням рівнянь стану, в основі яких лежить закон Гука і коефіцієнти яких утворюють матрицю [E], встановлюється зв'язок спочатку між полем напруг і полем деформацій:

$$\sigma = \left[E\right] \cdot \varepsilon,$$

а потім і між напругами і ступенями вільності у вузлах:

$$\sigma = \left[E\right] \cdot \left[D\right] \cdot \left\{\Delta\right\}$$

4. Формулюються вирази для сил {F}, діючих у вершинах елемента, залежно від поля напруг σ, для чого використовується матриця перетворення напруг у вузлові сили [A]:

$$\left\{F\right\} = \left[A\right] \cdot \left\{\sigma\right\},$$

5. Зв'язуються вирази для вузлових сил і переміщень у вузлах:

$$\left\{F\right\} = \left[k\right] \cdot \left\{\Delta\right\}$$

де [k] = [A]•[E]•[D] — матриця *жорсткості кінцевого* елемента.

6. Для додання матриці [k] властивості симетрії добиваємося заміни матриці перетворення жорсткості матрицею, транспонованою до матриці перетворення переміщень в деформації [D] . Тоді:

$$[k] = [D]^T \cdot [E] \cdot [D],$$

Перераховану залежність дозволяють, знаючи переміщення у вузлах, одержати величини сил, а також вирішити зворотну задачу: при відомих значеннях сил знайти переміщення, потім деформації і напруги в межах кінцевого елемента.

Пряме формулювання, як правило, використовується для отримання матриць жорсткості кінцевих елементів стрижнів, балок і пластин, а також для опису процесу теплопровідності.

Для отримання матриць жорсткості просторових елементів найбільш часто використовуються варіаційні принципи, наприклад, принцип мінімуму потенційної енергії. Одержана таким чином матриця жорсткості обчислюватиметься як:

$$[k] = \left[\int_V [D]^T \cdot [E] \cdot D \cdot dxdydyz \right]$$

Проблема інтегрування за об'ємом тіла складної форми або ж, у випадку оболонкових елементів, — по криволінійній поверхні розв'язується за рахунок того, що вирази записуються в локальній системі координат, пов'язаній з елементом ξ,ψ,η, причому координати змінюються в інтервалі [- 1, +1].

При цьому вираз для елементарного об'єму набуває вигляд:

$$dxdydyz = |J| d\xi d\psi d\eta$$

де |J| — визначник *матриці Якобі, або якобіан* перетворення. Тоді:

$$[k] = \left[\int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} [D]^T \cdot [E] \cdot D \det|J| d\xi d\psi d\eta \right],$$

Аналітичний розрахунок інтегралів у виразі для матриці жорсткості неможливий навіть для трикутників з криволінійними сторонами. Тому вдаються до чисельної інтеграції. Вона полягає в заміні інтеграла сумою добутків підінтегральних виразів, обчислених в точках Гауса, або в деякій іншій системі точок на відповідні

вагові коефіцієнти. Цей процес супроводжується розрахунком величини визначника якобіана.

2.10.2 Побудова програми МКЕ

З метою визначення матриць жорсткості кінцевих елементів, приведення навантажень, прикладених до поверхні або в об'ємі елемента до зусиль у вузлах, а також рішення зворотних задач: обчислення полів деформацій і напруг в об'ємі елемента на базі переміщень у вузлах побудуємо алгоритм МКЕ.

Алгоритм МКЕ для обрахунку механізму формування кишені:

1. Проводиться дискретизація об'єму, займаного деталлю або складальною одиницею на елементи – будується сітка кінцевих елементів. Для об'ємного тіла область розбивається (в рамках функціональності Solid Works Simulation) на тетраедри з гранями, лінійними (лінійна залежність від координат) або параболічними функціями координат, що апроксимуються. Для поверхневих моделей — на плоскі (лінійна) або криволінійні (параболічна залежність) трикутники.

2. Для просторових кінцевих елементів ступенями вільності є переміщення у напрямі осей локальної системи координат елемента. Для кінцевих елементів оболонок до трьох переміщень в кожному вузлі додаються по три кути повороту нормалі до серединної поверхні області, що апроксимується елементом, щодо тих же осей.

3. Визначається залежність для перетворення переміщень і кутів повороту у вузлах до глобальної системи координат.

4. Обчислюються матриці жорсткості кінцевих елементів. У формули для розрахунку компонентів матриць жорсткості кінцевих елементів крім координат вузлів входять модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів. Тобто якщо аналізується збірка, то залежно від приналежності елемента деталі при розрахунку матриць жорсткості елементів використовуються відповідні характеристики жорсткості матеріалу.

5. Одержані матриці жорсткості з використанням залежності для переходу від локальних систем координат елемента в глобальні перетворяться в глобальну систему координат.

6. Матриці жорсткості, представлені в глобальних координатах, об'єднуються в глобальну матрицю жорсткості *[K]*.

7. Призначені користувачем граничні умови, статичні і кінематичні, приводяться до навантажень і переміщень у вузлах, виражених в глобальній системі координат, і включаються в стовпець зусиль [F].

8. Одержана лінійна система рівнянь вигляду $[K]*[\Delta]^{=}$ [F] розв'язується щодо стовпця переміщень. Це самий трудомісткий етап розрахунку. Для вирішення використовуються ітераційні або прямі методи. Матриця жорсткості, як правило, зберігається в компактній формі, структура якої визначається до етапу її заповнення матрицями жорсткості елементів.

9. Для кожного кінцевого елемента, маючи переміщення (кути повороту) у вузлах і апроксимуючі функції, розраховуються деформації. Якщо елементи лінійні — деформації в межах елементів постійні, якщо елементи параболічні — деформації змінюються лінійно. На основі деформацій обчислюються напруги в елементах. При необхідності (функція програми) напруги у вузлах суміжних елементів усереднюються (це також вельми відповідальний етап, по-різному вирішуваний в різних програмах) з подальшим перерахунком напруг в межах кожного елемента.

10. На основі компонентів напружений-деформованого стану і параметрів міцності матеріалу (матеріалів) проводиться обчислення еквівалентних напруг за критерієм міцності.

Результати розрахунків представлені графіками значень реакцій (рис. 3.20.-3.30) з угрупуванням по чотирьохланковиках. Оскільки зазначення реакцій в кінематичних парах, які утворені між стійкою та ланкою мають той же порядок та близькі за величиною зі значенням реакції в кінематичних парах, які утворенні ланками чотирьохланковика це значення не визначалось.

2.10.3. Розрахунок на міцність деталі які найбільш навантажені

Аналіз кінцевих елементів (АКЕ) надає надійний цифровий метод аналізу технічних конструкцій. Процес починається із створення геометричної моделі. Потім програма ділить модель на маленькі частини простої форми (елементи), сполучені в загальних точках (вузлах). Програми аналізу кінцевих елементів розглядають модель як мережу дискретних зв'язаних між собою елементів.

Метод кінцевих елементів (МКЕ) прогнозує поведінку моделі за допомогою зіставлення інформації, одержаної від всіх елементів, що становлять модель.

Створення сітки - дуже важливий етап в аналізі конструкцій. Автоматичне створення сітки в програмі відбувається на основі глобального розміру елемента, допуску і характеристик локального керування сіткою. При налаштуванні сітки дозволяється задати різні розміри елемента КЕ для компонентів, граней, кромок і вершин, що забезпечує вірні значення результатів обрахунку.

Програма визначає розмір елемента для моделі, беручи до уваги її об'єм, площу поверхні і інші геометричні характеристики. Розмір створюваної сітки (кількість вузлів і елементів) залежить від геометрії і розмірів моделі, допуску сітки, параметрів управління сіткою і характеристик контакту. На перших стадіях аналізу конструкцій, де можуть підійти приблизні результати, можна задати більший розмір елемента для більш швидкого розв’язку. Для більш точного вирішення може бути потрібно менший розмір елемента.

Створення сітки дає тривимірні (рис. 5.10) тетраїдальні твердотільні елементи, двовимірні трикутні елементи оболонки і одновимірні елементи балки. Сітка складається з елементів одного типу, якщо не заданий тип комбінованої сітки. Твердотільні елементи звичайно підходять об'ємистих моделей. Елементи оболонки звичайно підходять для моделювання тонкостінних деталей (листові метали), а балки і стержні - для елементів конструкцій.

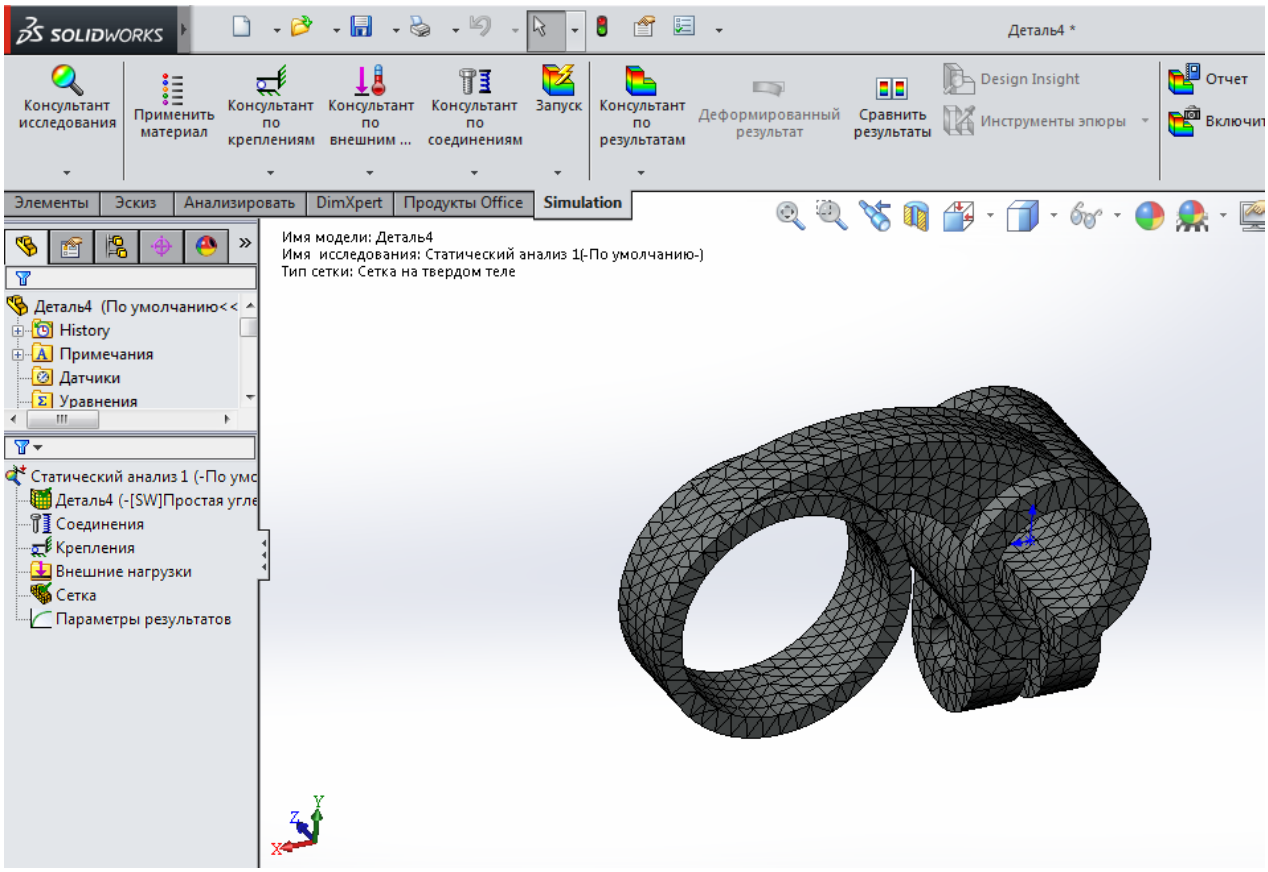


Рис. 11. Дискретизація 3D- моделі деталі для подальшого дослідження Solid Works Simulation

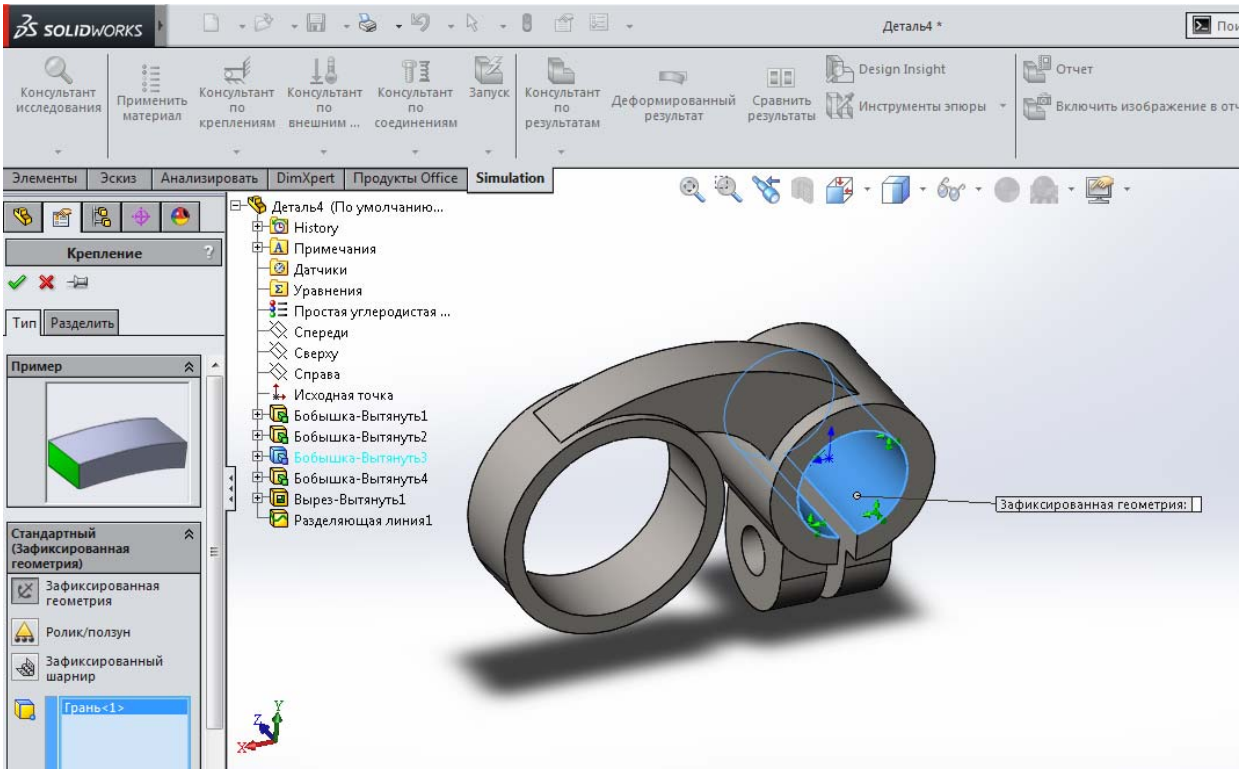


Рис. 12. Місце фіксації деталі (граничні умови)

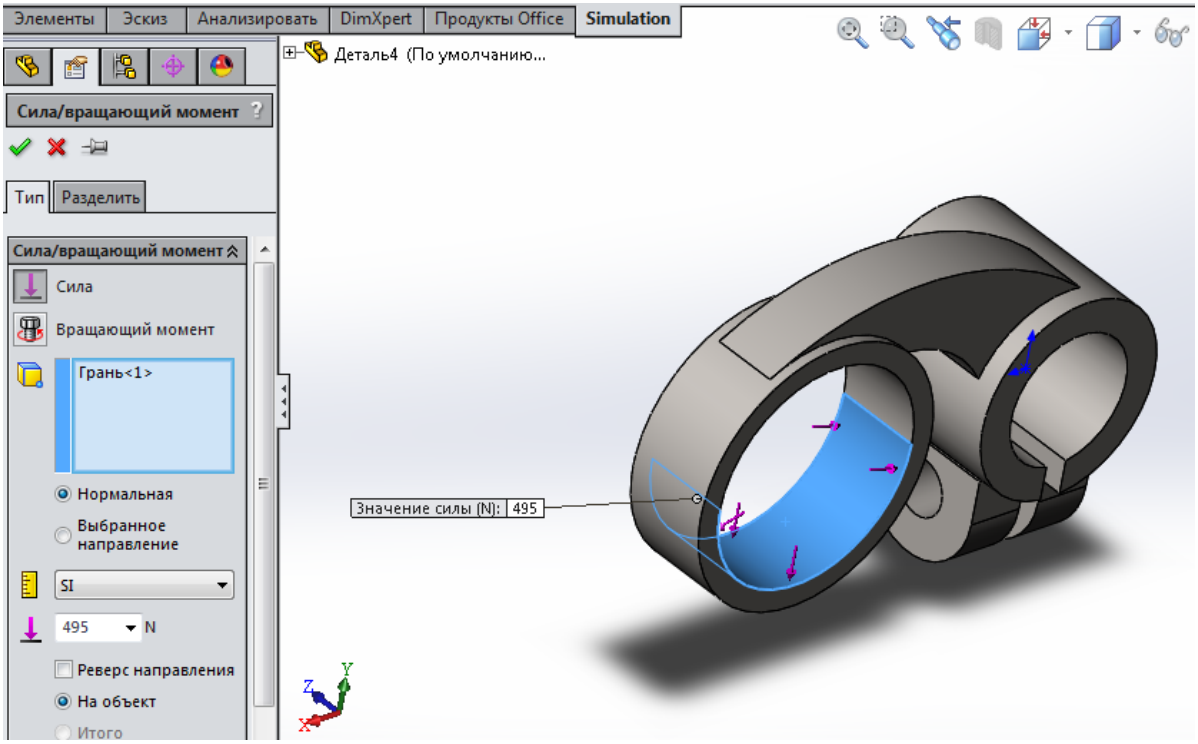


Рис. 13. Місце фіксації прикладання сили (граничні умови)

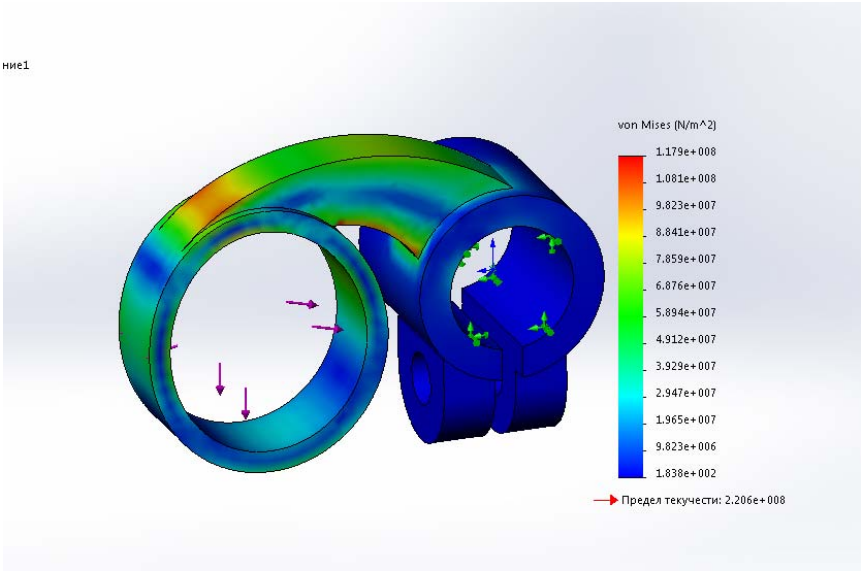


Рис. 14. Епюра напружень поверхонь коромисла

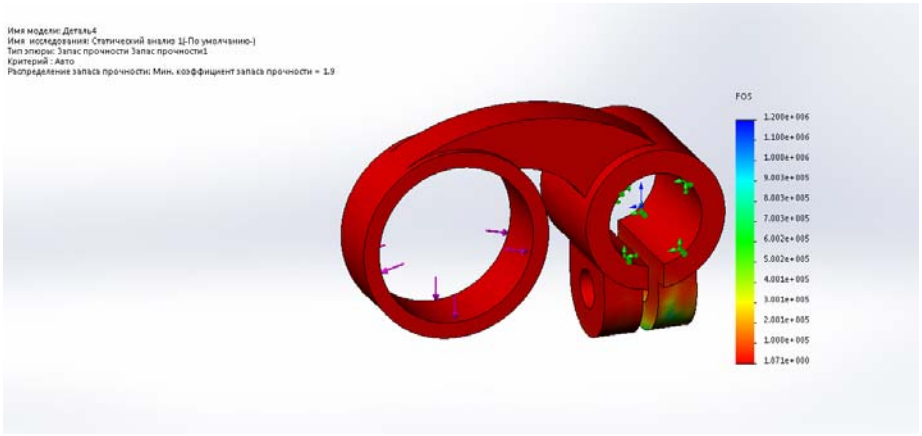


Рис. 15. Епюра коефіцієнтів запасу міцності коромисла

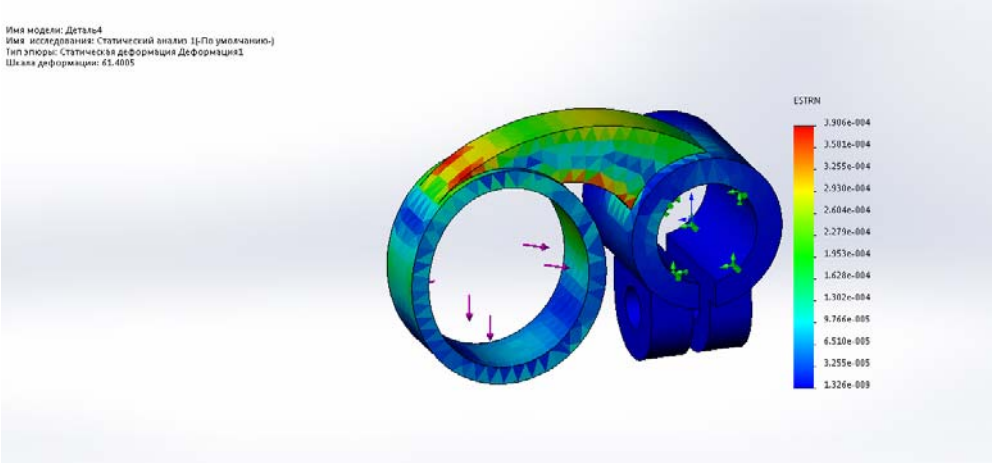


Рис. 16. Епюра деформацій поверхонь коромисла

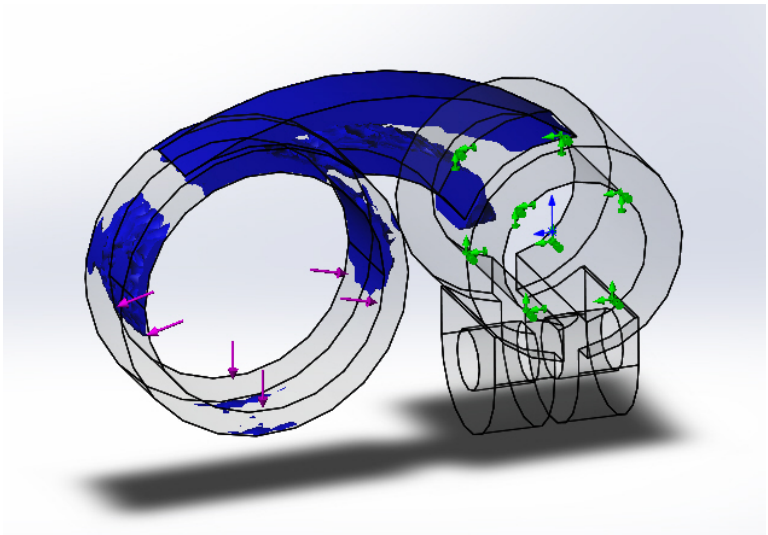


Рис. 17. Епюра найбільш навантажених місць коромисла

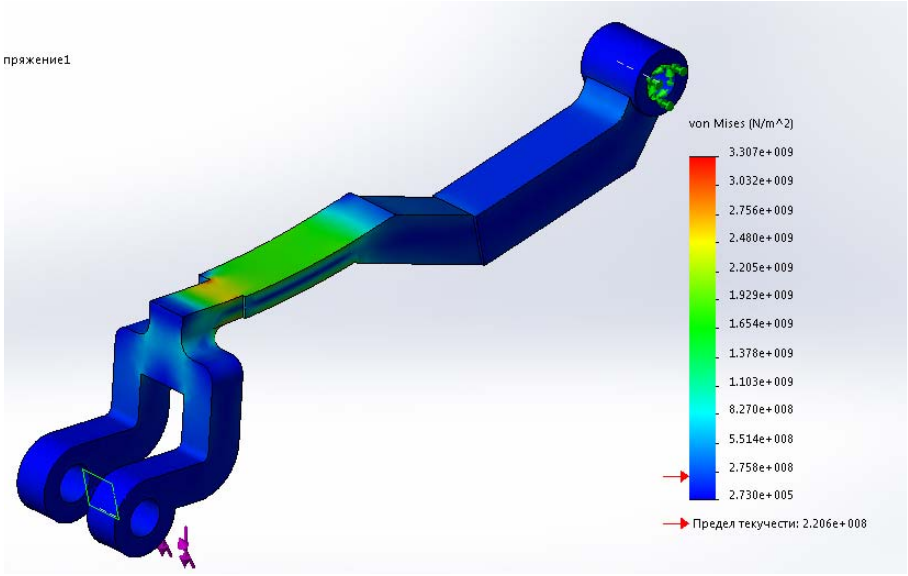


Рис. 18. Епюра напружень поверхонь шатуна рейки

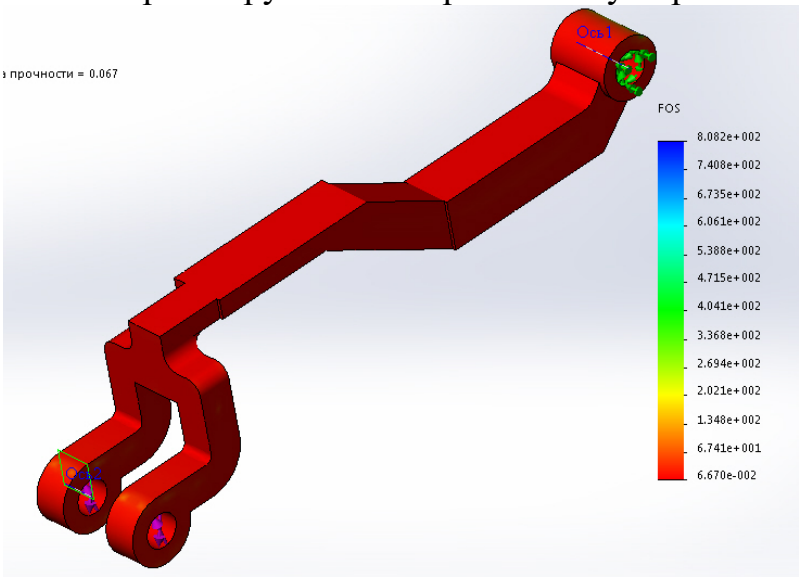


Рис. 19. Епюра коефіцієнтів запасу міцності шатуна рейки

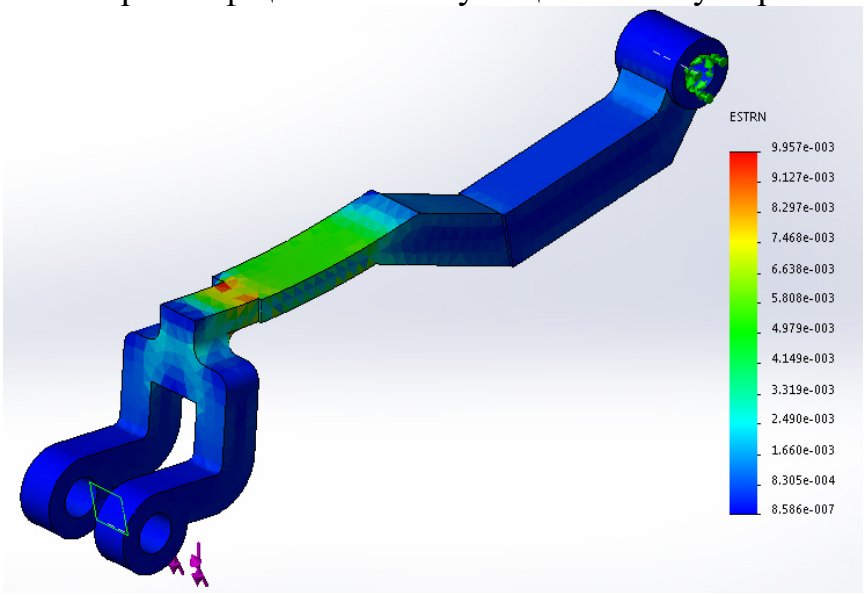


Рис. 20. Епюра деформацій поверхонь шатуна рейки

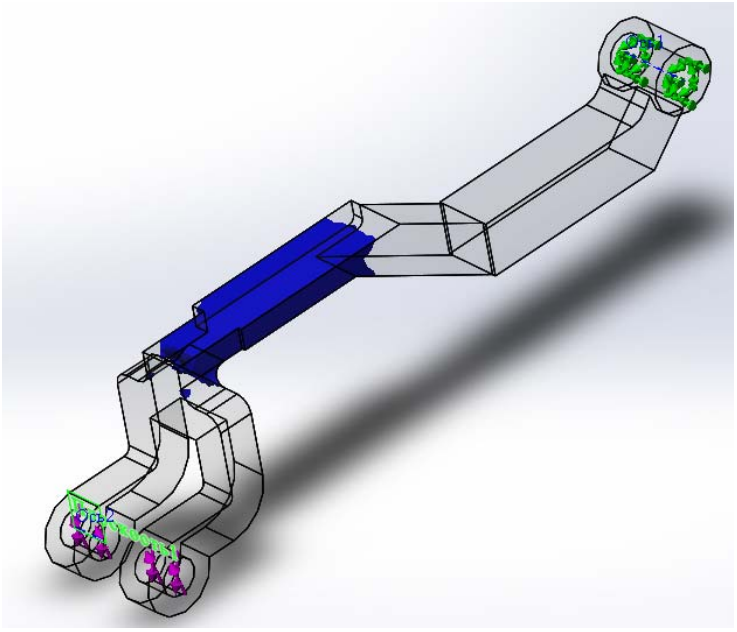


Рис. 21. Епюра найбільш навантажених місць шатуна рейки

Висновок: Проведені розрахунки показали, що внесені зміни в конструкцію машини, у вигляді механізму подачі нитки не вплинули на міцнісні характеристики деталей механізму голки, оскільки коефіцієнт запасу міцності більше одиниці.

РОЗДІЛ 3. ОПИС ОРГАНІЗАЦІЇ РОБІТ З ЗАСТОСУВАННЯМ РОЗРОБЛЕНОГО ВИРОБУ

3.1. Порядок монтажу обладнання

Надягають пас на шків електродвигуна та головний вал машини. Регулюють натяг ременя. Установлюють головку швейної машини на промисловий стіл.

Перед установкою швейної машини 1022М(П)кл. змащують кінематичні пари та зони контакту деталей мастилом. Головка швейної машини 1022М(П)кл. установлюють в проймі пром-стола на демпферних подушках. Надівають пас спочатку на шків машини, а потім натягають на шків електроприводу. Приєднують заземлення електродвигуна та головки швейної машини до контуру заземлення. Приєднують тягу педалі підняття притискної лапки до важеля пристрою лапки та перевіряють його функціональність. Перевіряють машину на легкість ходу в ручну, після чого включають машину на ходу.

3.2. Підготовка та порядок роботи

Проводять заправку ниток голок та петельника певного номера відповідно голкам. Піднімають притискну лапку натиснувши на педаль, підкладають пробний зразок тканини, опускають лапку, після чого включити машину натисненням кнопки “Пуск”. Натискають на педаль пуску (плавно), притримуючи матеріал прострочують строчку. Після чого відпускають педаль та перевіряють на якість строчку при необхідності регулюють натяг ниток. Після закінченні роботи машину вимкнути кнопкою

“Стоп”. При налагодженні механізму подачі нитки на певну товщину матеріла підіймають або опускають нитконапрямники. Причому при меншій товщині матеріалу нитконапрямники підіймають і навпаки при збільшені товщини матеріалу нитконапрямники опускають.

3.3. Обслуговування

Перед початком роботи раз в два тижні, очищують від пилу, кусків ниток та бруду щіткою протирають ганчіркою. Змащують кінематичні пари механізмів Перевіряють машину на легкість ходу попередньо скинувши пас, або натиснувши на педаль пуску при умові виключеного електродвигуна. При виявленні шуму або надмірного зусилля при повертанні головного вала, знімають верхню кришку рукава, та виявляють недоліки, виявлені недоліки справляють.

3.4. Регулювання

Механізм подачі верхньої нитки передбачає 2 зони регулювання.

Перша зона регулювання пов’язана з регулюванням нитконапрямників, які знаходяться біля ниткоподавача, що закріплені на валі голки.. Для його регулювання відпускають гвинт в корпусі машини, і переміщують нитконапрямники у верх (для зменшення кількості подачі нитки), або вниз (для збільшення кількості подачі нитки).

Друга зона регулювання пов’язана з фазою подачі нитки. При встановленні моменту подачі (фази) нитки відпускають притискний гвинт на ниткоподавачеві та провертають головний вал, після чого притискний гвинт загвинчують.

Регулювання механізму голки та механізму човника виконують згідно

рекомендацій швейної машини 1022М

3.5. Неполадки в роботі машини 1022М(П)та їх причини

Основні неполадки, причина їх виникнення та їх усунення наведені в таблиці 5

Таблиця 5

№	Неполадка	Причина	Усунення
1	Обрив ниток при роботі машини	Невірно відрегульована подача нитки № нитки не відповідає № голці Завусениці на нитконапрямникиках	Виконати регулювання механізму згідно рекомендацій наведеній в 3.4 Заправити машину ниткою з відповідним номером Зачистити та відшліфувати отвори нитконапрямників
2	Погана якість строчки	Невірно відрегульована подача нитки Невідповідний натяг нитки	Виконати регулювання механізму згідно рекомендацій наведеній в 3.4 Встановити необхідний натяг нитки за допомогою регуляторів натягу нитки
3	Ниткоподавач нерухомий відносно свого валу при роботі машини	Ослаблений гвинт кріплення на валу ниткоподавача	Виконати установку ниткоподавача відповідно регулювання та підтягнути гвинт.

3.6. Рівень стандартизації й уніфікації

При розробці даного дипломного проєкту за прототип була обрана головка швейної машини 1022М кл. ОЗЛМ. У зв'язку з тим, що в дипломному проєкті розглядається, механізм петельника то заново виробляються наступні деталі: петельник, кільця ниткоподавача, ниткоподавачі, нитконапрямники. Для з'єднання вище перерахованих деталей між собою й корпусом машини використалися наступні стандартні деталі: гвинт М4 ДСТУ ISO 1491 - 4 шт., гвинт М5 ДСТУ ISO1491-80- 1 шт., гвинт М3×8 ДСТУ ISO1491-80- 4 шт, гвинт М3×7 ДСТУ ISO1776-84- 2 шт.

Для забезпечення необхідного руху петельника застосовується механізм петельника швейної машини 1022М(П) кл. ПМЗ з використанням старих місць кріплення, і наявність стандартних деталей у самому механізмі дає нам можливість говорити про те, що механізм має достатній рівень стандартизації й уніфікації. Тому, що заміна запозиченого механізму петельника полягає лише в заміні самого петельника, при цьому ремонт розроблювального механізму не вимагає значних матеріальних витрат і часу. При цьому, впроваджений механізм не потребує значного догляду, дозволяє отримати двох нитковий потайний ланцюговий стібок. Тому зважаючи на це можна вважати виріб цілком стандартизований та уніфікований.

3.7. Розподіл виробу на складові частини

У даному розділі розробляємо схему розподіл виробу на складові частини. У схемі показуємо склад виробу (складальні одиниці, деталі, які входять до складу як заново розроблювального механізму, так і запозиченої й покупної деталі). При цьому в схемі вказуємо позиції виробу і його складових частин а також найменування виробу і його складових частин.

Схему виконуємо з використання умовних графічних позначень

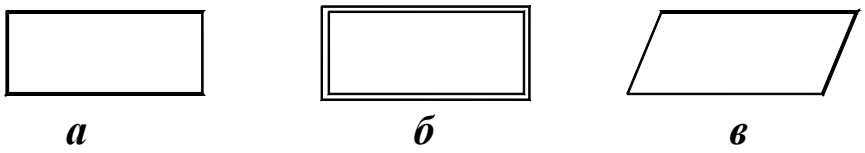


Рис. 22. Умовні графічні позначення

а - заново розроблені вироби й складові частини;

б - покупні вироби.

в - запозичені вироби;

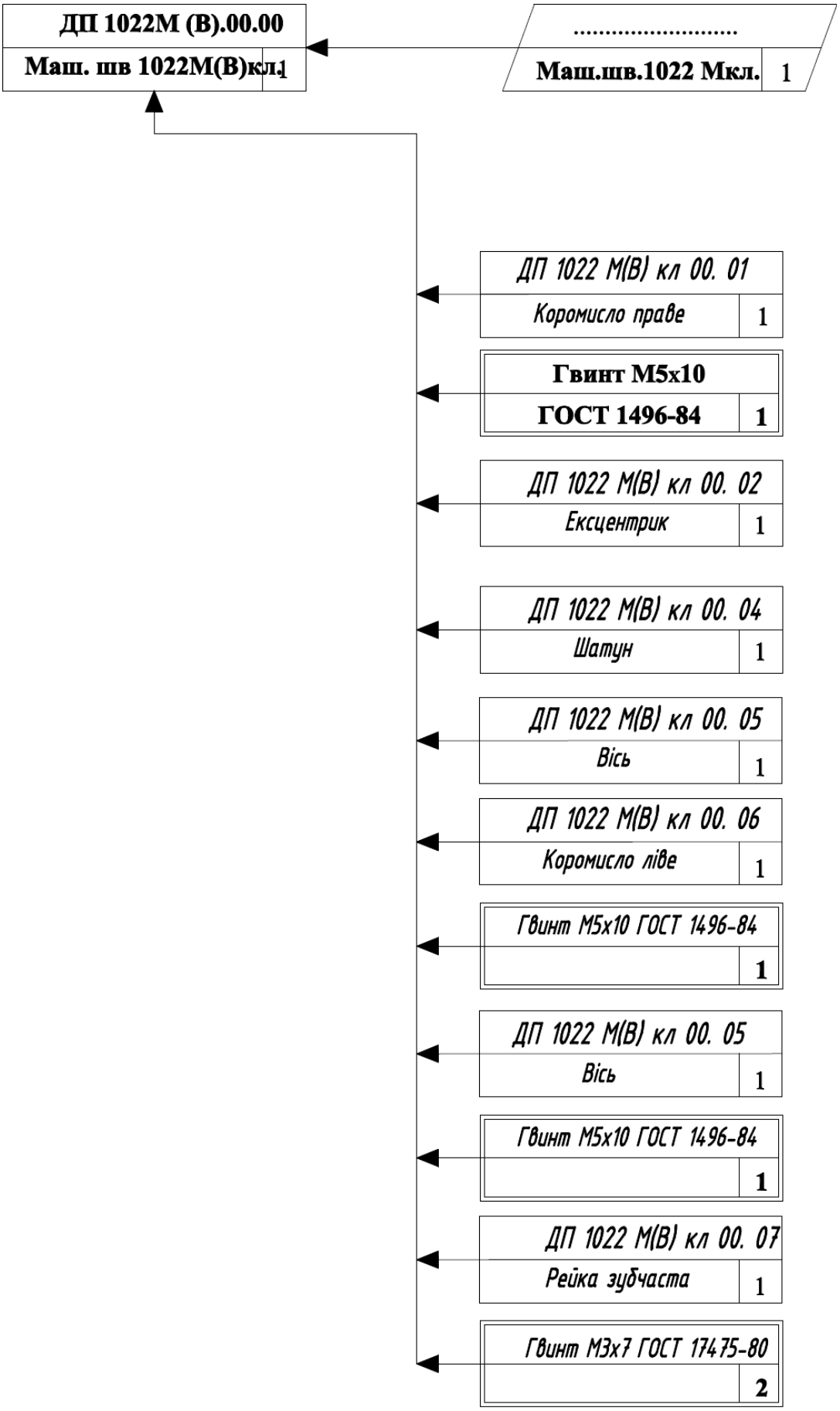


Рис. 23. Схема ділення виробу на складові частини

ВИСНОВКИ

1. В дипломному проєкті виконано модернізацію механізму зубчастої рейки в ш.м. 1022 М(П) кл., який має кращі функціональні показники, для нового механізму проведено аналіз на міцність деталей та розроблена конструкція механізму.

2. Розроблено креслення загального виду головку швейної машини 1022М(П) кл у відповідності вимог ДСТУ ISO 2.119-73 «Ескізний проєкт».

3. Розроблено кінематично-принципову схему швейної машини 1022М(П).

4. Розроблено креслення загального виду швейного напівавтомату 1022М(П) кл. у відповідності до ДСТУ ISO 2.120-73 «Технічний проєкт».

5. Розроблено креслення складальне.

6. Розроблено креслення деталей виробу.

7. Проведено розрахунки, які показали надійність та функціональність швейної машини 1022М(П) кл.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Gorobets V. A. Designing the flat sewing machines' mechanisms that implement a new type of stitch = Проектування механізмів плоскошовних швейних машин для реалізації нового типу стібка [Текст] / V. A. Gorobets, O. P. Manoylenko // Праці Одеського політехнічного університету. — 2015. — Вип. 2 (46). — С. 69-74.
2. Аналітичний огляд та розроблення класифікації механізмів подачі голкових ниток швейних машин ланцюгового стібка [Текст] / О. П. Манойленко, В. А. Горобець, В. М. Дворжак, Д. Д. Писаренко, К. А. Билик // Технології та інжиніринг. - 2022. - № 4 (9). - С. 35-47.
3. Безрядін В. М. Дослідження двокривошипного чотириланкового механізму ниткопритягувача швейної машини / В. М. Безрядін ; наук. кер. В. М. Дворжак // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (27-28 квітня 2017 р., Київ). - К. : КНУТД, 2017. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 300-301.
4. Безрядін В. М. Дослідження двокривошипного чотириланкового механізму ниткопритягувача швейної машини [Текст] / В. М. Безрядін, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія Технічні науки. - 2017. - № 6 (116). - С. 26-34.
5. Безрядін В. М. Дослідження кінематики двокривошипного механізму ниткопритягача швейної машини чисельно-аналітичним методом / В. М. Безрядін, В. М. Дворжак // Актуальні проблеми інженерної механіки : IV Міжнародна науково-практична конференція. м. Одеса, 16-19 травня 2017 року. – Одеса : ОДАБА, 2017. – С. 189-191.
6. Бондар Т.Д., Терещенко В.С., Дубач В.С. Довідник швейного обладнання провідних фірм: Навчальний посібник. – Хмельницький: ТУП, 2003. – 166с.
7. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 366-367.

8. Вершняк І. Д. Розробка механізму пулера з диференціалом швейних машин ланцюгових стібків класу 400 / І. Д. Вершняк ; наук. кер. Б. В. Орловський // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVIII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (18-19 квітня 2019 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2019. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 332-333.
9. Висоцький О. М. Розробка та дослідження механізмів зубчатої рейки швейних машин / О. М. Висоцький ; наук. кер. В. М. Дворжак // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVIII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (18-19 квітня 2019 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2019. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 344-345.
10. Візуалізація схемотехнічного моделювання механізмів технологічних машин [Електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Д. Л. Литвяк, І. С. Мелащенко, В. В. Мочоник // Технології та дизайн. - 2018. - № 4 (29). - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/td_2018_4_9.
11. Владимирчук Д. В. Розробка та дослідження швейних машин напівавтоматів для пришивання фурнітури / Д. В. Владимирчук ; наук. кер. Г. В. Кошель // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVIII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (18-19 квітня 2019 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2019. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 314-315.
12. Герасимчук Д. М. Розробка і дослідження швейної машини з новим механізмом зубчатої рейки / Д. М. Герасимчук, В. М. Дворжак // Тези доповідей XV Всеукраїнської наукової конференції молодих учених та студентів "Наукові розробки молоді на сучасному етапі". Т. 2 : 28-29 квітня 2016 р. — К. : КНУТД, 2016. — С. 164.

13. Горобець В. А. Аналіз взаємодії робочих органів швейної машини потайного ланцюгового стібка [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. - 2010. - № 5 (т. 2). - С. 29-33.
14. Горобець В. А. Аналіз взаємодії робочих органів швейної машини потайного ланцюгового стібка [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. - 2011. - № 3 (59). - С. 9-15.
15. Горобець В. А. Аналіз процесу необхідної подачі верхньої нитки при утворенні стібків класу 400 / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Вісник ХНУ. — 2005. — № 6, Т. 2 : Технічні науки. — С. 36-41.
16. Горобець В. А. До питання підвищення довговічності сферичних кінематичних пар важільних механізмів [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Технології та дизайн. - 2012. - № 1 (2).
17. Горобець В. А. До питання синтезу багатоланкових механізмів з масивною веденою ланкою / В. А. Горобець, О. П. Манойленко, І. В. Сисенко // Вісник Хмельницького національного університету. Серія : Технічні науки. – 2017. – № 1 (245). – С. 16-23.
18. Горобець В. А. Дослідження механізмів голки краєобметувальних швейних машин [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. - 2012. - № 4 (66). - С. 68-73.
19. Горобець В. А. Новий спосіб утворення плоского ланцюгового стібка та визначення параметрів робочих органів [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. - 2016. - № 6 (104). - С. 34-46.
20. Горобець В. А. Проектування профілю робочої поверхні транспортуючих органів швейних машин [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. - 2009. - № 2 (46). - С. 7-9.

21. Горобець В. А. Розробка і дослідження механізму транспорту швейної машини / В. А. Горобець, В. М. Дворжак // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей ІІ-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (15 червня 2018 р., м. Київ) / відп. за вип. М. А. Зенкін. - Київ : КНУТД, 2018. - С. 52-53.
22. Горобець В. А. Розробка і синтез нового механізму транспорту швейної машини [Текст] / В. А. Горобець, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія Технічні науки. - 2018. - № 5 (126). - С. 33-39.
23. Горобець В. А. Розробка нових способів утворення багатониткових ланцюгових стібків та обладнання для їх реалізації [Електронний ресурс] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Технології та дизайн. - 2013. - № 2 (7).
24. Горобець В. А. Розробка нових способів утворення машин багатониткових ланцюгових стібків та обладнання для їх реалізації [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Технології та дизайн. - 2012. - № 3 (4).
25. Горобець В. А. Розробка та дослідження комбінованих транспортувальних механізмів швейних машин. Повідомлення 1 [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. - 2010. - № 1 (51). - С. 7-10.
26. Горобець В. А. Розробка та дослідження комбінованих транспортувальних механізмів швейних машин. Повідомлення 2 [Текст] / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. - 2010. - № 2 (52). - С. 28-33.
27. Горобець В. А. Розробка швейної машини 2-х ниткового ланцюгового стібка з реверсом / В. А. Горобець, О. П. Манойленко // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей ІІ-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (15 червня 2018 р., м. Київ) / відп. за вип. М. А. Зенкін. - Київ : КНУТД, 2018. - С. 60-61.
28. Гудим А. Г. Метричний синтез функціонально-досконалого механізму ниткопритягача швейної машини / А. Г. Гудим, В. М. Дворжак // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей V Міжнародної науково-

практичної конференції, м. Київ, 4 листопада 2021 року. – Київ : КНУТД, 2021. – С. 36-37.

29. Гудим А. Г. Порівняльний аналіз методів досліджень механізмів ниткопритягачів швейних машин човникового стібка / А. Г. Гудим, О. П. Манойленко, В. М. Дворжак // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 24 листопада 2022 року. – Київ : КНУТД, 2022. – С. 41-43.
30. Дворжак В. М. Аналіз точності відтворення функцій положення механізмів голки швейних машин краєобметувального стібка / В. М. Дворжак, А. Д. Радчук, І. С. Макаревський // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 24 листопада 2022 року. – Київ : КНУТД, 2022. – С. 68-69.
31. Дворжак В. М. Аналітичне дослідження динаміки типових двокривошипних механізмів технологічних машин легкої промисловості [Текст] / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія Технічні науки. - 2017. - № 5 (114). - С. 54-64.
32. Дворжак В. М. Аналітичне дослідження динаміки типових кулісних механізмів технологічних машин легкої промисловості [Текст] / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія Технічні науки. - 2018. - № 3 (122). - С. 9-18.
33. Дворжак В. М. Визначення сили корисного опору при проколі швейною голкою матеріалу / В. М. Дворжак // Актуальні проблеми інженерної механіки : тези доповідей VIII Міжнародної науково-практичної конференції, м. Одеса, 11-14 травня 2021 року. – Одеса : ОДАБА, 2021. – С. 164-166.
34. Дворжак В. М. Комп’ютерне моделювання функціонально-досконалих механізмів зубчастої рейки швейних машин човникового стібка / В. М. Дворжак, І. О. Прядко, В. В. Колісник // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 24 листопада 2022 року. – Київ : КНУТД, 2022. – С. 70-71.

35. Дворжак В. М. Комп'ютерне моделювання кінематичної схеми типового просторового кривошипно-коромислового механізму / В. М. Дворжак // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем : матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції, м. Чернігів, 24-27 квітня 2017 року. – Т. 2. – Чернігів : ЧНТУ, 2017. – С. 12-14.
36. Дворжак В. М. Математичне моделювання механізмів швейних машин зі структурними групами третього класу третього порядку з двома поступальними парами [Текст] / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. - 2016. - № 5 (102). - С. 99-108.
37. Дворжак В. М. Структурний синтез механізмів подавання нитки петельника швейних машин ланцюгового стібка класу 400 / В. М. Дворжак, С. В. Пиниця, Я. А. Кудряшов // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 24 листопада 2022 року. – Київ : КНУТД, 2022. – С. 46-47.
38. Дворжак В. М. Структурний синтез механізмів подачі голкової нитки швейних машин для виконання стібків класу 400 / В. М. Дворжак, К. А. Билик, А. О. Семенюк // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 24 листопада 2022 року. – Київ : КНУТД, 2022. – С. 75-76.
39. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем просторових чотириланкових кривошипно-коромислових механізмів технологічних машин [Текст] / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія "Технічні науки". - 2016. - № 2 (96). - С. 18-26.
40. Динамічний аналіз механізму переміщення матеріалів швейної машини / Д. М. Ворох, П. Р. Чиж, А. В. Євдокименко, В. А. Марченко, І. М. Федько ; наук. кер. О. П. Манойленко, С. А. Плєшко // Інноватика в освіті, науці та бізнесі: виклики та можливості : матеріали І Всеукраїнської конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених (17 листопада 2020 р., м. Київ) / за

заг. ред. О. М. Ніфатової. – Київ : КНУТД, 2020. – С. 201-207.

41. Дослідження шарнірно-важільного механізму ниткопритягача швейної машини [Електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Д. Д. Писаренко, С. О. Шевель, Р. В. Карпенко, В. І. Дикусар, М. О. Петрівський // Технології та дизайн. - 2021. - № 1 (38). - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/td_2021_1_9.
42. Запорожець Д. П. Розробка та дослідження швейних машин з комбінованим переміщенням матеріалів / Д. П. Запорожець; наук. кер. О. П. Манойленко // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (26-27 квітня 2018 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2018. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 423-424.
43. Інноваційні технології при виготовленні швейних виробів: обладнання розкрійного виробництва / М. М. Рубанка, В. М. Дворжак, А. І. Рубанка, О. С. Поліщук, С. Л. Горященко // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – 2022. – № 6, Т. 1 (315). – С. 188-197.
44. Ковпак М. Ю. Дослідження механізмів транспорту швейної машини плоского двониткового ланцюгового стібка / М. Ю. Ковпак ; наук. кер. В. А. Горобець // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (27-28 квітня 2017 р., Київ). - К. : КНУТД, 2017. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 352-353.
45. Кокозей О. Л. Розробка та дослідження механізмів ниткопритягачів кулісного типу з напрямним стержнем швейної машини човникового стібка / О. Л. Кокозей ; наук. кер. В. М. Дворжак // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVIII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (18-19 квітня 2019 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2019. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології.

Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 338-339.

46. Корнюша-Шварц Н. М. Розробка та дослідження швейної машини з розширеними функціональними можливостями / Н. М. Корнюша-Шварц; наук. кер. О. П. Манойленко // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (26-27 квітня 2018 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2018. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 421-422
47. Кошель С. О. Структурний аналіз та класифікація механізмів поперечного переміщення робочого органу швейної машини-напівавтомату [Електронний ресурс] / С. О. Кошель, Г. В. Кошель, Є. В. Яцухненко // Технології та дизайн. - 2016. - № 2 (19). - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/td_2016_2_4.
48. Круговий А. В. Дослідження та розробка механізмів швейних машин човникового стібка / А. В. Круговий; наук. кер. Г. В. Кошель // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (26-27 квітня 2018 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2018. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 393-394.
49. Куліш І. І. Розробка структури механізму притискної лапки з мехатронним керуванням циклових швейних машин-автоматів / І. І. Куліш ; наук. кер. Б. В. Орловський // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (27-28 квітня 2017 р., Київ). - К. : КНУТД, 2017. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 330-331.
50. Куліш І. І. Розробка та дослідження механізму переміщення матеріалу швейно-вишивальної машини з мехатронною системою керування / І. І. Куліш; наук. кер. Б. В. Орловський // Наукові розробки молоді на сучасному

етапі : тези доповідей XVII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (26-27 квітня 2018 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2018. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 433-434.

51. Куліш Я. М. Розробка та дослідження механізмів голки швейних машин для зашивання мішків / Я. М. Куліш ; наук. кер. В. М. Дворжак // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVIII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (18-19 квітня 2019 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2019. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С.
52. Кучер В.О., Степура А.О. Обладнання швейного виробництва. – Київ: «Вікторія», 2001. – 416 с.
53. Лазаренко І. С. Розробка та дослідження механізмів зигзагоподібного ланцюгового стібка / І. С. Лазаренко ; наук. кер. О. П. Манойленко // Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (18-19 квітня 2019 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2019. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 364-365.
54. Ловин В. С. Удосконалення головки швейної зигзаг-машини / В. С. Ловин ; наук. кер. Г. В. Кошель // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (27-28 квітня 2017 р., Київ). - К. : КНУТД, 2017. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 326-327.
55. Манойленко О. П. Визначення конструктивних параметрів швейної машини для виконання стібків 101 та 301 кл. / О. П. Манойленко, М. М. Рубанка, В. В. Домашенко // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 24
56. Манойленко О. П. Нові технологічні процеси та обладнання для зшивання високоеластичних матеріалів / О. П. Манойленко, В. А. Горобець //

Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доп. міжнар. наук.-практ. конф. (15 червня 2017 р., м. Київ) / відп. за вип. М. А. Зенкін. - К. : КНУТД, 2017. - С. 50-51.

57. Манойленко О. П. Побутові швейні машини з комбінованим механізмом переміщення матеріалу [Текст] / О. П. Манойленко, В. А. Горобець // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. - 2010. - № 5 (т. 2). - С. 71-76.
58. Манойленко О. П. Проектування механізмів швейних машин для реалізації триниткового ланцюгового зигзагоподібного стібка [Текст] / О. П. Манойленко // Вісник Київського національного університету технологій та
59. Мочоник В. В. Розробка та дослідження механізму ниткопритягувача швейної машини човникового стібка / В. В. Мочоник ; наук. кер. В. М. Дворжак // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (27-28 квітня 2017 р., Київ). - К. : КНУТД, 2017. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 306-307.
60. Орловський Б. В. Industrial Design швейних машин [Текст] / Б. В. Орловський // Art and Design. - 2022. - № 4 (20). - С. 51-63.
61. Орловський Б. В. Аналіз і розрахунок механізмів переміщення одноголкових напівавтоматів з числовим програмним керуванням [Текст] / Б. В. Орловський, Г. В. Кошель, В. Б. Мачульський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. - 2010. - № 5 (т. 2). - С. 91-97.
62. Орловський Б. В. Вдосконалення методу проектування механізмів машин легкої промисловості засобами мехатроніки / Б. В. Орловський // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей III-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (10 жовтня 2019 р., м. Київ) / відп. за вип. М. А. Зенкін. - Київ :
63. Орловський Б. В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини. Повідомлення 2 [Текст] / Б. В.

Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. - 2012. - № 1 (2).

64. Орловський Б. В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини. Повідомлення 1 [Текст] / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. - 2011. - № 1.
65. Орловський Б. В. Мехатроніка в галузевому машинобудуванні : навчальний посібник / Б. В. Орловський. – Київ: КНУТД. – 2018. – 416 с.
66. Орловський Б. В. Розробка інноваційного проєкту швейна зигзаг машина з мехатронним керуванням / Б. В. Орловський, М. О. Ткач // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей IV Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 22 жовтня 2020 р. / відп. за вип. Г. І. Хімічева, В. М. Дворжак. – Київ : КНУТД, 2020. – С. 60-61.
67. Орловський Б. В. Розробка функціонально адекватних циклових механізмів технологічних машин для законів руху "переміщення-вистій-переміщення" / Б. В. Орловський // Інженерія та технології: наука, освіта, виробництво : тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції, м. Луцьк, 15-16 листопада 2018 року. – Луцьк : Інф.-вид. відділ Луцького НТУ, 2018. – С. 188-190.
68. Орловський Б.В. Розрахунок голок швейних машин на міцність / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем : матеріали тез доповідей V міжнародної науково-практичної конференції (19–22 травня 2015 р., м.Чернігів). – Чернігів: ЧНТУ, 2015. – С. 155.
69. Орловський Б.В., Абрінова Н.С. Технологічне обладнання галузі (швейне виробництво): навчальний посібник. – Київ: КНУТД, 2013. – 285 с.
70. Пищиков В. О. Проектування швейних машин: [навчальний посібник для вищих навчальних закладів за спеціальністю «Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування»] / В. О. Пищиков, Б. В. Орловський – Київ: Видавничо-поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с.

71. Плешко С. А. Розроблення швейних машин з комбінованим переміщенням матеріалів / С. А. Плешко, О. П. Манойленко, В. В. Мелашенко // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 24 листопада 2022 року. – Київ : КНУТД, 2022. – С. 87-89.
72. Ресурсоощадні технології виробництва текстилю, одягу та взуття : монографія : [в 2 т.] / [Щербань В. Ю. та ін.] – Київ : КНУТД, 2016.
73. Романченко А. В. Розробка та дослідження механізмів ниткопритягача кривошипно-коромислового типу з напрямним стержнем швейної машини човникового стібка / А. В. Романченко ; наук. кер. В. М. Дворжак // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVIII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (18-19 квітня 2019 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2019. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 340-341.
74. Руденко М. М. Розробка та дослідження механізмів швейних машин для виконання стібків 301 типу / М. М. Руденко; наук. кер. В. М. Дворжак // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (26-27 квітня 2018 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2018. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона навколишнього середовища. - С. 413-414.
75. Симанчук Ю. В. Розробка та дослідження механізмів переміщення матеріалів ланцюгових машин краєобметувального стібка / Ю. В. Симанчук ; наук. кер. О. П. Манойленко // Наукові розробки молоді на сучасному етапі : тези доповідей XVIII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (18-19 квітня 2019 р., Київ). - Київ : КНУТД, 2019. - Т. 2 : Мехатронні системи і комп'ютерні технології. Ресурсозбереження та охорона
76. Хоменко Л.М. Обладнання швейного виробництва: Навчально-методичний посібник. – Умань: ВПЦ «Візаві», 2011. – 132 с.

ДОДАТОК А

Графічні матераіли ДП (8 листів ф. А1, які виносяться на захист)

ДОДАТОК Б

Матеріали, які підтверджують новизну технічного рішення – матеріали заяви на корисну модель