

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Мехатроніки та комп'ютерних
технологій

Кафедра прикладної механіки та машин

Пояснювальна записка

до бакалаврського дипломного проєкту

на тему: Просторовий механізм на базі механізму петельника
швейної машини 876 класу

Виконав: студент групи БПМ-17
спеціальності 131 Прикладна
механіка освітня програма
Прикладна механіка

Вітюк Н.П.

Керівник Дворжак В.М.

Рецензент Рубанка М.М.

Київ 2021

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

ЗМІСТ

Анотація

ВСТУП

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

- 1.1. Призначення і область застосування швейної машини 876 кл
- 1.2. Опис та обґрунтування вибраної конструкції
- 1.3. Порівняльний аналіз конструкцій механізмів петельника
 - 1.3.1. Механізм петельника базової конструкції
 - 1.3.2. Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом з повзуном
 - 1.3.3. Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом з коромислом

- 1.4. Порівняльний аналіз механізмів

РОЗДІЛ 2. ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА

- 2.1. Постановка задачі дослідження
- 2.2. Характеристика механізму та визначення ступені вільності
- 2.3. Визначення функції положення просторового важільного прямолінійно-напрямного механізму петельника

РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ПЕТЕЛЬНИКА ТА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

- 3.1. Визначення впливу кінематичних характеристик механізму петельника
- 3.2. Визначення раціональних параметрів механізму петельника
- 3.3. Визначення реакцій в кінематичних парах
- 3.4. Перевірочний розрахунок на міцність
 - 3.4.1. Розрахунок на міцність механізму петельника
 - 3.4.2. Побудова програми МКЕ
 - 3.4.2. Розрахунок на міцність деталі які найбільш навантажені
 - 3.4.3. Розрахунок на міцність деталі які найбільш навантажені при віддаленій масі петельника

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

АНОТАЦІЯ

Вітюк Н.П. Просторовий механізм на базі механізму петельника швейної машини 876 класу. – Рукопис. Бакалаврський дипломний проект на здобуття ступеня бакалавра за освітньою програмою Машинобудування спеціальності 131 Прикладна механіка, Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2021.

В результаті виконання бакалаврського дипломного проекту було виконано комплексний синтез та проведений аналіз механізмів петельника нової структури для сточувальних швейних машин ланцюгового стібка класу 876. Запропонована структура механізму має суттєві переваги перед відомими аналогами, оскільки має оди кінематичний ланцюг меншу кількість ланок та відтворює закон руху петельника з прямолінійною ділянкою, що дозволяє розширити технологічні показники швейної машини за рахунок можливого збільшення відставання між крайніми голками та ширини плоского ланцюгового стібка.

Для запропонованої конструкції був виконаний синтез механізму, проведений аналіз на міцність деталей, розроблена його конструкція та технічна документація у відповідності до ГОСТ 2.120-73. Також проведений кінематичний та силовий аналіз механізму середовищі Solid Works, що показав достатню надійність розробленого механізму. Результати проведеної роботи можуть бути використані при технології виготовлення деталей до ш.м. типу 876 кл, а також для розробки нового та удосконалення діючого обладнання.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

SUMMARY

Vityuk NP Spatial mechanism based on the looper mechanism of the 876 class sewing machine. - Manuscript. Bachelor's degree project for a bachelor's degree in the educational program of Mechanical Engineering, specialty 131 Applied Mechanics, Kyiv National University of Technology and Design, Kyiv, 2021.

As a result of the bachelor's degree project, a complex synthesis and analysis of the loops of the new structure for grinding sewing machines of the chain stitch class 876 was performed. The proposed structure of the mechanism has significant advantages over known analogues a straight section, which allows you to expand the technological performance of the sewing machine by possibly increasing the gap between the extreme needles and the width of the flat chain stitch.

For the proposed design, the synthesis of the mechanism was performed, the analysis of the strength of parts, developed its design and technical documentation in accordance with GOST 2.120-73. A kinematic and force analysis of the mechanism was also performed in the Solid Works environment, which showed sufficient reliability of the developed mechanism. The results of this work can be used in the technology of manufacturing parts to sh. m. type 876 class, as well as for the development of new and improvement of existing equipment.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

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.

Як показує аналіз структури вітчизняних підприємств, на вартість одиниці продукції значний вплив мають такі фактори, як затрати на закупівлю сировини, енерговитрати, податки та переобладнання.

Переобладнання як один з важливих факторів, є вагомим в розвитку швейної промисловості. Оскільки він сприяє до конкурентно спроможності продукції, яка випускається, а з іншого боку до значних матеріальних витрат.

Оскільки виробничі процеси в легкій промисловості в теперішній час не так швидко механізуються та автоматизуються, як того вимагає технічне переозброєння виробництва. Тому завданням машинобудування є налагодження розробки, своєчасний випуск, постачання підприємств такою сукупністю праці, яка б

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

забезпечила б комплексну механізацію та автоматизацію виробничих процесів в основному та допоміжному виробництві на кожному підприємстві легкої промисловості.

Проектування нових машин – це велика і відповідальна задача та робота, пов’язана з вирішенням ряду складних технічних питань теоретичного та технічного характеру. Проектування включає в себе як модернізацію існуючих, так і проектування нових машин.

Модернізація - це приведення існуючого обладнання до стану, який би відповідав сучасним вимогам та технічним нормам шляхом незначних змін конструкції, матеріалу або методу обробки. Модернізація обладнання характеризується високою технікою – економічною ефективністю, дозволяє за допомогою незначних затрат досягти покращення параметрів машин, що зберігає їх технологічну та конструктивну новизну, тобто зменшує моральний знос.

Під час модернізації вносяться окремі конструктивні зміни в існуючі механізми, покращується система змащування, спрощується будова механізму та вводяться деякі інші вдосконалення, спрямовані на покращення роботи машини.

Швейне обладнання широко застосовується в різних галузях легкої промисловості: швейної, трикотажної, взуттєвої, шкіргалантерейної та інших. До 70% устаткування по номенклатурі в цих галузях промисловості доводиться на швейні машини. У зв'язку з цим актуальною задачею є пошук шляхів підвищення продуктивності швейних машин. Один з таких шляхів — широке застосування швейних машин ланцюгового стібка, які відповідають вимогам масового промислового виробництва товарів народного споживання. В порівнянні з човниковими швейні

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

машини ланцюгового стібка мають наступні переваги: а) більш високу частоту обертання головного валу (як правило, на 500 — 1000 об/мин); б) менше натягнення ниток і, як наслідок, меншу обривність меншу зморшкуватість шва; в) відсутність операцій по зміні шпуль (співвідношення довжини ниток в бобіні і шпулі в середньому 200:1), що особливо важливе при використуванні машин в автоматичному циклі; г) високу еластичність строчки;) велика різноманітність типів ланцюгових стібків, що дозволяє підбирати їх в якнайповнішій відповідності з вимогами матеріалів, що підшиваються. Зшивання ланцюговим стібком, дотепер широко використовувалися при пошитті трикотажних виробів. В даний час наголошується явна тенденція випередження зростання кількості виробів з трикотажу в порівнянні з виробами з тканини.

Однак серед ланцюгових швейних машин, які застосовуються для підшивання матеріалів, або їх зшивання однопнитковим потайним стібком існує висока вимога до міцності та еластичності даного стібка. Оскільки, як відомо даний стібок має властивість швидкого розпускання, що характерно для однопниткових ланцюгових строчок. Тому розробка такої швейної машини, яка б забезпечувала утворення потайного ланцюгового стібка, є актуальною задачею. В основу розробки покладено авторське свідоцтво на спосіб утворення багато ниткового потайного ланцюгового стібка АС № . За об'єкт модернізації прийнято головку швейної машини 85 кл. ПМЗ для утворення однопниткового потайного ланцюгового стібка.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Конкурентність виробів легкої промисловості та їх якість залежать від продуктивності обладнання, високої технологічності та нових технологій.

На сьогоднішній день продовжується тенденція розширення технологічних операцій для виготовлення виробів, все більш застосовуються швейні машини ланцюгового стібка, які мають низку переваг перед човниковими швейними машинами [1]. Значну частину загального об'єму машин ланцюгового стібка становлять сточувальні машини двох та багатониткових стібків, які застосовуються не лише для з'єднання деталей виробу з тканини та трикотажу, але й для оздоблення виробів.

Серед всіх механізмів швейних машин цього типу механізми петельників та зубчастої рейки мають більш складну конструкцію у порівнянні з іншими, оскільки виконують складний рух. Механізми петельників мають в більшості дві ведучі ланки, які забезпечують петельнику траєкторію еліпса. Наявність багатоланкових механізмів не лише ускладнює конструкцію механізму але і призводить до збільшення динамічних навантажень.

Тому задачею даної роботи є розробка раціональних конструкцій механізмів петельників, які були вільні від цих недоліків.

Ця робота присвячена розробці механізму петельника його дослідження та петельників визначення раціональних параметрів з наступною перевіркою на міцність. Задачею дослідження є:

- розробка нового механізму петельника;
- розробка проектної синхрограми та визначення раціональні параметри механізмів, робочих органів;
- виконати аналіз механізму петельника на міцність.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Об'єкт дослідження - технологічний процес утворення плоского 3-х ниткового ланцюгового стібка.

Предмет дослідження – вплив параметрів ланок механізму петельника на його функціональність.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження базуються на основних положеннях теорії механізмів і машин, теоретичної механіки, математичному моделюванні, аналізу оптимізації, математичних методів аналітичної геометрії.

Наукова новизна Наукова новизна та цінність отриманих результатів полягає в розробці нового механізму петельника та визначення його параметрів, які задовольняють технологічний процес утворення двохниткового та багато ниткового ланцюгового стібка та розширюють галузь його застосування..

Практична значимість полягає в застосування запропонованого механізму для модернізації діючого обладнання, або розробки нового.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Призначення і область застосування швейної машини 876 кл

Двохголова плоскошовна швейна машина 876 кл. призначена для підшивання зрізів білизняних виробів з легкого еластичного трикотажного полотна. Машина виконує трьох-нитковий плоский ланцюговий стібок, утворюваний двома голками і одним петельником (тип. 406) [1]. Конструкція машини є базовою для створення широкого ряду модифікацій і варіантів на її основі.

Механізм голки кривошипно-повзунний, шести ланковий.

Петельниковий механізм - складається з державки з петельником, що приводиться в рух від головного валу машини двома чотирьохланковими ланцюгами. Петельник відтворює коливні рухи упоперек лінії строчки у вертикальній площині і поворотно-поступальні — уздовж лінії строчки в горизонтальній площині.

Механізм рушія матеріалу - рейкового типу. Подача матеріалу здійснюється двома зубчатими рейками — основної і диференціальної, в напрямі від оператора із співвідношенням величин подач від 1: 1 до 1 : 2 [23. 24]. Машина забезпечена регульованим напрямниками для підгину зрізу і обмежувачем краю матеріалу. Система мастила машини централізована, автоматична, під тиском від насоса подвійної дії з рециркуляцією масла.

Робочими органами машини є: дві голки, петельник, дві зубчаті рейки для подачі матеріалу, пристрій для подачі і натягнення ниток голок і петельника та притискна лапка. Корпус машини складається з рукава, платформи і підставки, сполученої між собою.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1.2. Опис та обґрунтування вибраної конструкції

1.2.1. Технічні характеристики

Основні технічні характеристики [1] наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

№ п / п	Найменування параметрів	Одиниці вимірювання	ш.м. 876 кл. ПМЗ (Росія)
1	Найбільша частота обертання головного валу	Об/х	5200
2	Довжина стібка	мм	1,8-2,8
3	Відстань між	мм	4
4	Найбільша товщина матеріалів які зшиваються	мм	2,5
5	Висота підйому притискної лапки	мм	5
6	Голка	----	ЗШ№65-90
7	Нитки	----	Вовняні (МРТУ 17-558-67) 10,2 тексХЗ-133/3; з синтетичних волокон (ГОСТ 7054 – 67), з капрону (ТУ 17-2710_68) 98/3.
8	Габаритні розміри головки машини, ширина довжина висота	мм	530
			250
			410
9	Потужність електродвигуна	кВт	0,4
10	Маса,	кг	39

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

машин. На продовженні шатуна 10 закріплений вилоподібний петельник 15.

Механізм подачі нитки містить ниткоподавач 17, який виконаний у вигляді кулачка з пазом і закріплений з можливістю регулювання на верхньому валі 6 нитконапрямники 16 закріплені з можливістю регулювання на корпусі машини.

Механізм працює наступним чином: обертовий рух головного вала 1 та разом з ним кривошипа 2 за допомогою похилого пальця та муфти 9 перетворюється в коливний рух шатуна 10 відносно його вісі та коливний рух коромисла 13. При цьому петельник виконує складну еліпсоїдній траєкторію. Механізм голки приводить дві дугоподібні голки в коливний рух, ниткоподавач 17 має однаковий закон руху, з голками.

1.1.2. Опис другого варіанта

Відповідно до другого варіанту механізм голки має спільну структуру з механізмом голки швейної машини 85(М) кл першого варіанту. Механізм петельника має кінематичний ланцюг, який аналогічний структурі механізму петельника першого варіанту петельника. Відрізняється тільки петельником, який виконаний східчастим. Механізм подачі нитки містить два ниткоподавачі 16, які закріплені на голковому валі 6, при цьому ниткоподавачі виконані у вигляді важеля з двома вічками та нитконапрямники 17, які закріплені на корпусі машини має в виконанні форми петельника. Механізми працюють аналогічно, як механізм першого варіанту.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

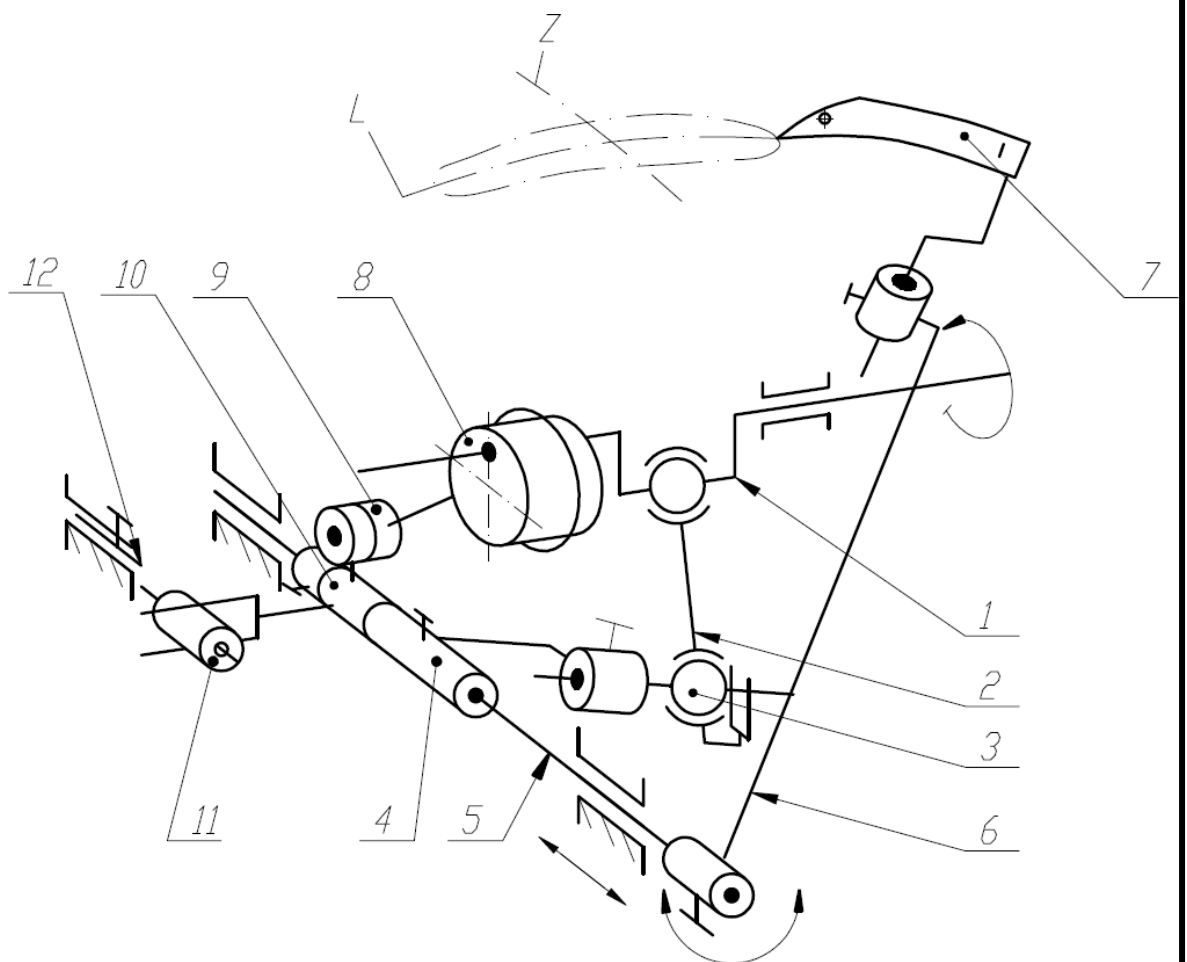


Рис. 1. Кінематична схема механізму петельника швейної машини 876 кл ПМЗ

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1.3.2. Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом з повзуном

Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом був у свій час розроблений на кафедрі прикладної механіки та машин, який забезпечує рух петельника вздовж та поперек строчки.

Кінематичний механізму петельника складається з коліна головного валу 1 (рис. 2), яке з'єднане за допомогою сферичної кінематичної пари з однією головкою шатуна 2, який своєю іншою головкою з'єднаний з сферичним пальцем 3 коромисла 4, закріпленого на валу петельника 5, встановленого в підшипниках корпусу. На валу петельника 5 закріплений тримач 6 в якому закріплений петельник 7.

На шатуні 2 за допомогою пальця установлений повзун 8, який з'єднаний з напрямною 9.

За рахунок застосування повзуна на шатуні механізму петельника машини 876 кл. забезпечують складний рух петельника, що складається з коливного руху на валу петельника (рух петельника поперек строчки), та поздовжнього руху валу (рух петельника вздовж строчки).

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1.3.2. Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом з повзуном

Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом був у свій час розроблений на кафедрі прикладної механіки та машин, який забезпечує рух петельника вздовж та поперек строчки.

Кінематичний механізму петельника складається з коліна головного валу 1 (рис. 2), яке з'єднане за допомогою сферичної кінематичної пари з однією головкою шатуна 2, який своєю іншою головкою з'єднаний з сферичним пальцем 3 коромисла 4, закріпленого на валу петельника 5, встановленого в підшипниках корпусу. На валу петельника 5 закріплений тримач 6 в якому закріплений петельник 7.

На шатуні 2 за допомогою пальця установлений повзун 8, який з'єднаний з напрямною 9.

За рахунок застосування повзуна на шатуні механізму петельника машини 876 кл. забезпечують складний рух петельника, що складається з коливного руху на валу петельника (рух петельника поперек строчки), та поздовжнього руху валу (рух петельника вздовж строчки).

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

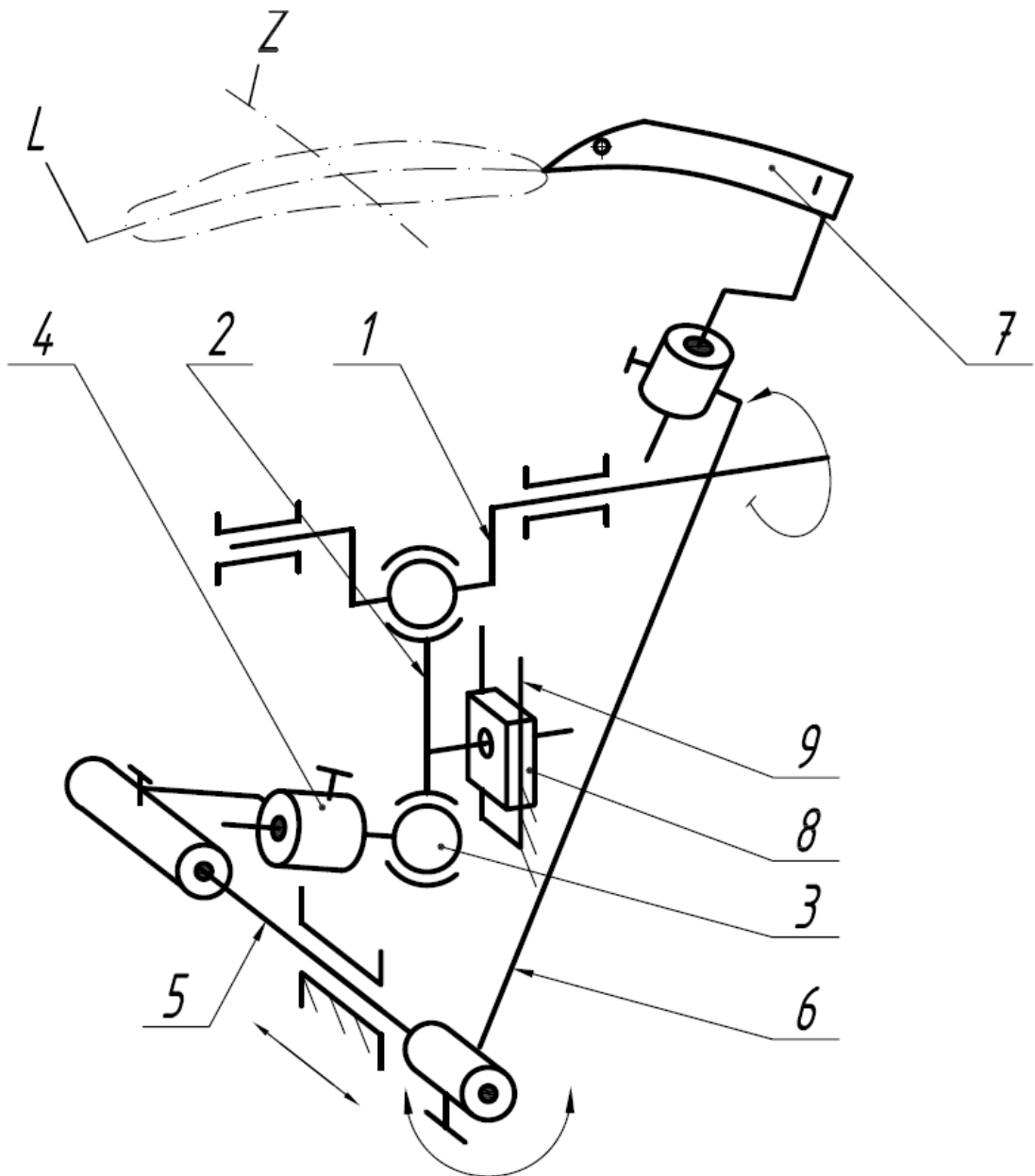


Рис. 2. Кінематична схема механізму петельника з одним кінематичним ланцюгом

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

1.3.3. Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом з коромислом

Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом та коромислом, був також розроблений на кафедрі прикладної механіки та машин [1]. Його структура також може бути застосована для модернізації швейної машини 876 кл. ПМЗ складається з одного кінематичного ланцюга який забезпечує рух петельника вздовж та поперек строчки.

Кінематичний механізму петельника складається з коліна 1 головного валу (рис. 3), який з'єднаний за допомогою сферичної кінематичної пари з однією головкою тьохчленного шатуна 2, який своєю іншою головкою з'єднаний з сферичним пальцем 3 коромисла 4, закріпленого на валу петельника 5, встановленого в підшипниках корпусу. Середня головка шатуна за допомогою сферичної кінематичної пари з'єднана з коромислом 8, яке в свою чергу з'єднане з корпусом. На валу петельника 5 закріплена з можливістю регулювання тримач 6, на якому закріплений петельник 8.

За рахунок застосування коромисла та з'єднання його з середньою головкою шатуна в механізмі петельника забезпечується складний рух петельника, що складається з коливного руху на валу петельника (рух петельника поперек строчки), та поздовжнього руху валу (рух петельника вздовж строчки).

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

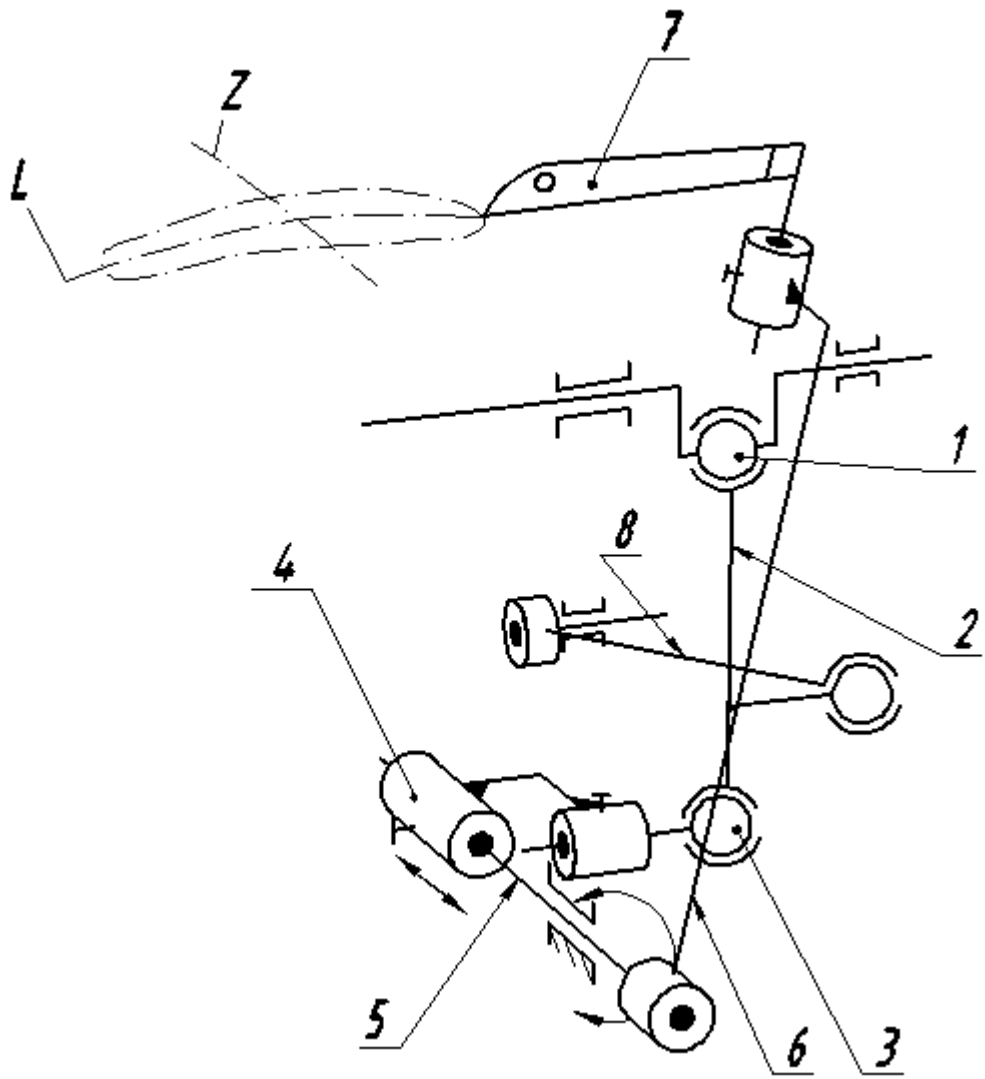


Рис. 3. Кінематична схема механізму петельника з одним кінематичним ланцюгом та з коромислом

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1.4. Порівняльний аналіз механізмів

З метою актуального вибору механізму синтезу та аналізу проведемо аналіз структури механізму. З цією цілю проведемо структурний аналіз просторових кінематичних ланцюгів.

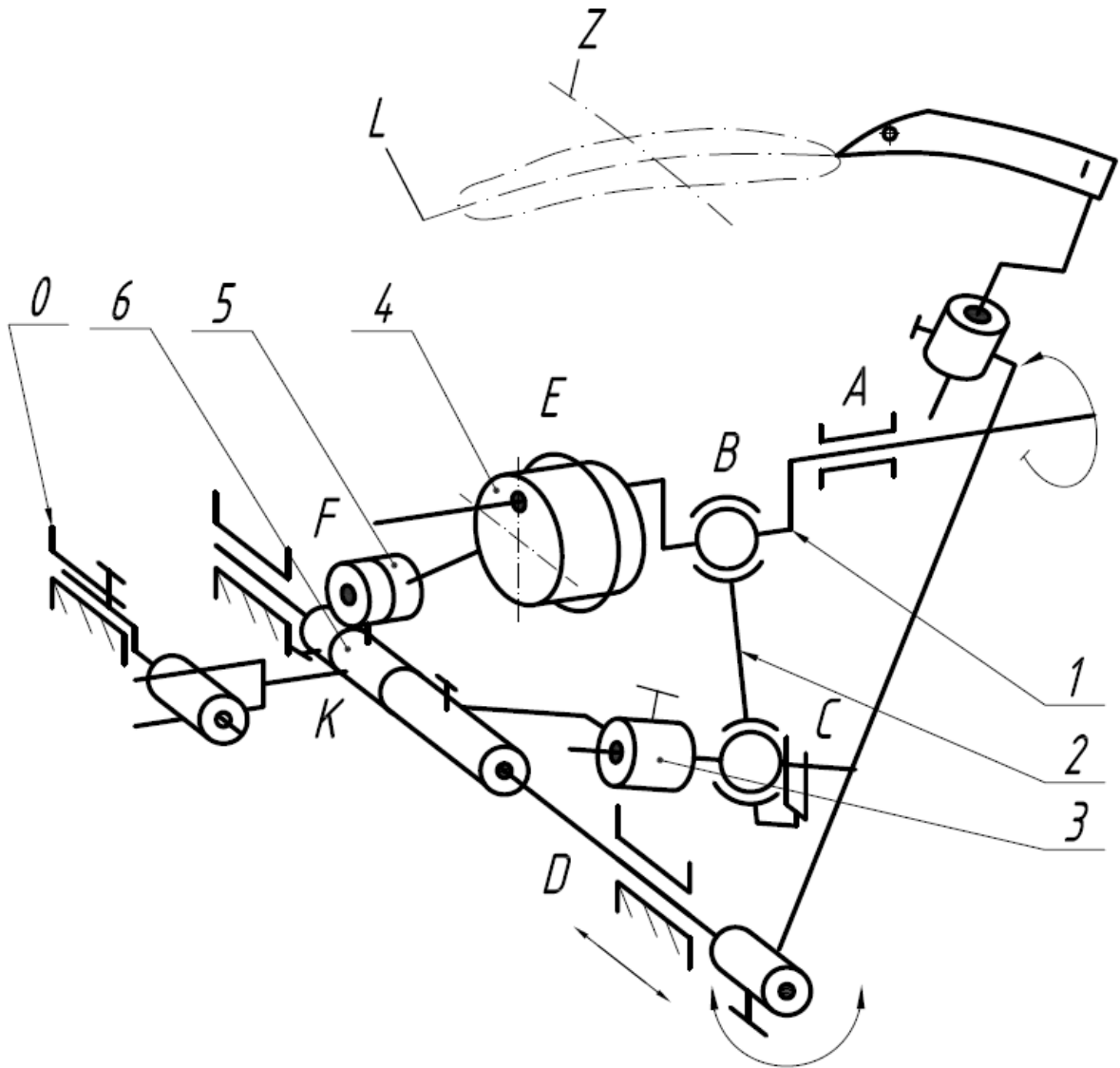


Рис. 4. Структурна схема механізму петельника базового варіанту(M1)

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

У відповідність структурної схеми варіанту механізму модифікації М1 (рис. 4), отримаємо:

0 – стійка;

1 – коліно головного валу (ведуча ланка);

2 – шатун;

3 – коромисло;

4 – ексцентрик (ведуча ланка);

5 – шатун;

6 – повзун.

Класифікація кінематичних пар:

A (0-1) – P5 – оберտальна кінематична пара;

B (1-2) – P4 – сферична кінематична пара з пальцем;

C (2-3) – P4 – сферична кінематична пара з пальцем;

D (3-0) – P4 – циліндрична кінематична пара;

E (4-5) – P5 – оберտальна кінематична пара;

F (5-6) – P5 – оберտальна кінематична пара;

K (6-3) – P5 – оберտальна кінематична пара;

У відповідність структурної схеми варіанту механізму модифікації М2 (рис. 5), отримаємо:

0 – стійка;

1 – коліно головного валу (ведуча ланка);

2 – шатун трьохчленний;

3 – коромисло;

4 – повзун;

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

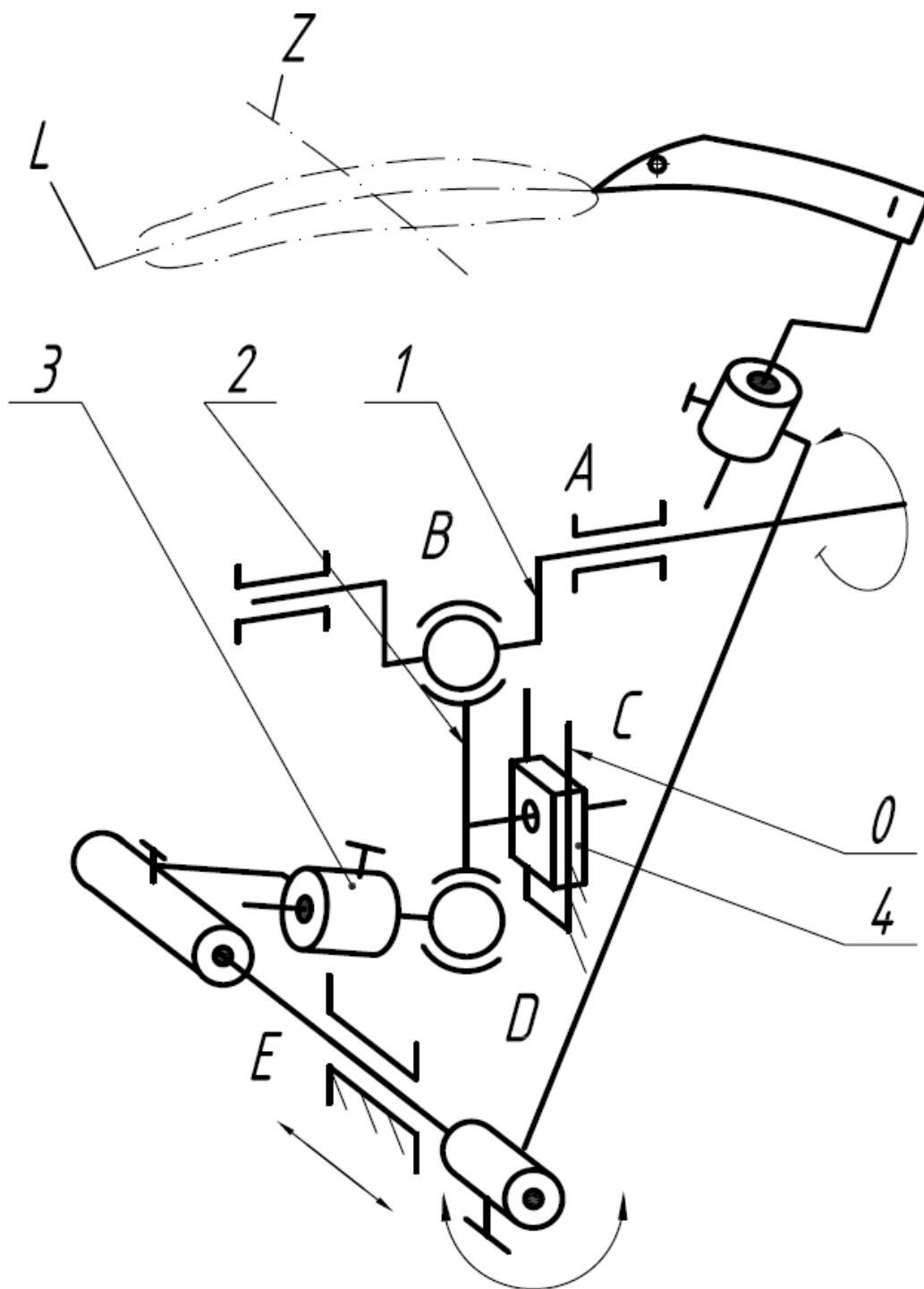


Рис. 5. Структурна схема механізму петельника з одним кінематичним ланцюгом та повзуном варіанту (М2)

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

Класифікація кінематичних пар:

A (0-1) – P5 – оберտальна кінематична пара;

B (1-2) – P4 – сферична кінематична пара з пальцем;

C (2-4) – P5 – обертальна кінематична пара;

C (4-0) – P4 – циліндрична кінематична пара;

D (3-2) – P4 – сферична кінематична пара з пальцем;

E (3-0) – P4 – циліндрична кінематична пара.

У відповідність структурної схеми варіанту механізму модифікації МЗ (рис. 6), отримаємо:

0 – стійка;

1 – коліно головного валу (ведуча ланка);

2 – шатун трьохчленний;

3 – коромисло;

4 – Коромисло;

Класифікація кінематичних пар:

A (0-1) – P5 – обертальна кінематична пара;

B (1-2) – P4 – сферична кінематична пара;

C (2-4) – P4 – сферична кінематична пара;

D (2-3) – P4 – сферична кінематична пара;

D (0-3) – P4 – циліндрична кінематична пара.

E (4-0) – P4 – обертальна кінематична пара.

Отримані параметри зведемо в таблицю 1.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

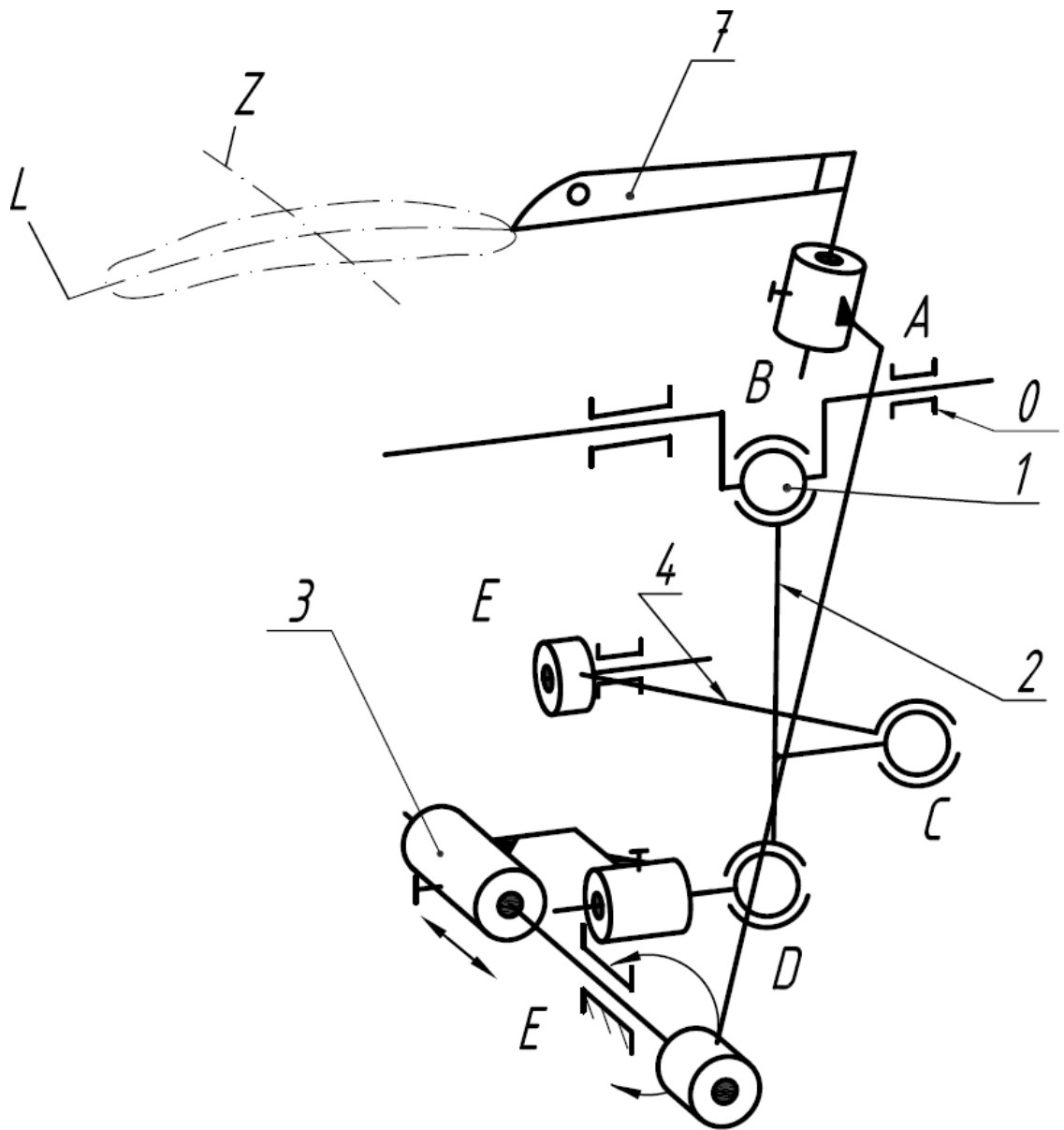


Рис. 6. Структурна схема механізму петельника з одним кінематичним ланцюгом та коромислом варіанту (М3)

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

Таблиця 1. Характеристика механізмів петельника

Модифікація механізму	Кіль. Кінемат. Ланц.	Кіль. ланок	Кіль. Кінемат. пар	Кількість кінематичних пар			
				Обертальних	Циліндричні.	Сферич. з пальцем	Сферичні
М1	2	6	7	4	1	2	-
М2	1	4	6	2	2	2	-
М3	1	4	6	2	1	-	3

Аналізуючи механізм базової конструкції шв. машини 876 кл., слід виділити що він має два кінематичні ланцюги, і значно складну конструкцію. В цей же час механізми модифікації М2 та М3 мають лише один кінематичний ланцюг.

З огляду на кількість ланок кінематичних пар та їх тип, найбільш простий механізм є модифікації М3, оскільки він порівняно з модифікацією М2 має лише одну циліндричну кінематичну пару і відповідно значно менший шлях тертя в кінематичних парах.

Тому подальший аналіз будемо проводити для механізму модифікації М3.

1.3.3. Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом з коромислом

Механізм петельника з одним кінематичним ланцюгом та коромислом, був також розроблений на кафедрі прикладної механіки та машин [1]. Його структура також може бути застосована для модернізації швейної машини 876 кл. ПМЗ складається з одного кінематичного ланцюга який забезпечує рух петельника вздовж та поперек строчки.

Кінематичний механізму петельника складається з коліна 1 головного валу (рис. 3), який з'єднаний за допомогою сферичної кінематичної пари з однією головкою тьохчленного шатуна 2, який своєю іншою головкою з'єднаний з сферичним пальцем 3 коромисла 4, закріпленого на валу петельника 5, встановленого в підшипниках корпусу. Середня головка шатуна за допомогою сферичної кінематичної пари з'єднана з коромислом 8, яке в свою чергу з'єднане з корпусом. На валу петельника 5 закріплена з можливістю регулювання тримач 6, на якому закріплений петельник 8.

За рахунок застосування коромисла та з'єднання його з середньою головкою шатуна в механізмі петельника забезпечується складний рух петельника, що складається з коливного руху на валу петельника (рух петельника поперек строчки), та поздовжнього руху валу (рух петельника вздовж строчки).

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 2. ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Постановка задачі дослідження

При вирішенні завдань, поставлених у цій роботі, застосовуються класичні методи аналізу теорії механізмів (метод замкнених векторних контурів) і методи аналітичної геометрії, а при наближеному синтезі механізму - метод зваженої різниці. При цьому визначення значень параметрів механізму здійснювалося методом найкращого наближення заданої функції.

Напрямними механізмами називаються механізми, в яких точка вихідного ланки здійснює рух по наперед заданій траєкторії, на відміну від передавальних механізмів, що забезпечують необхідний закон руху вихідної ланки [2]. Існують напрямні механізми для відтворення заданої кривої повністю, або її окремої ділянки. В останньому випадку найчастіше - це відтворення прямолінійного ділянки (так звані прямолінійно-напрямні механізми).

У швейному машинобудуванні використовуються обидва типи механізмів. Так, в швейних машинах потайного ланцюгового стібка широко використовується чотириланкова кривошипно коромисла транспортування, що відтворює траєкторію зубчастої рейки у вигляді «їжака», тобто шатунну криву з прямолінійним ділянкою в місці взаємодії рейки з тканиною.

Крім того, в деяких машинах краєобметочна ланцюгового стібка використовується шестиланковий направляючий механізм голки, що має теоретично нульову ступінь свободи і працює за рахунок зазорів в кінематичних парах [3], і т.д. Однак всі ці напрямні механізми є плоскими, що звужує сферу їх застосування, так як в обладнанні для виробництва товарів широкого споживання (текстиль, одяг, взуття, трикотаж, і т.д.) дуже часто необхідно передати задану форму траєкторії в просторі.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

2.2. Характеристика механізму та визначення ступені вільності

Механізм петельника є просторовим важільним п'ятиланковим (рис. 7, а). Він складається з кривошипа O_1A , шатуна ABC , з'єднаного за допомогою сферичних кінематичних пар з кривошипом, коромислом O_2B і ланкою CO_3E , що створює циліндричну кінематичну пару зі стійкою. Його ступінь вільності W за формулою Сомова-Малишева:

$$W = 6(n - 1) - 2p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6(4 - 1) - 2 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 3 = 1$$

де n - кількість рухомих ланок ($n = 4$);

P_5 - кількість кінематичних пар 5-го класу ($P_5 = 2$);

P_4 - кількість кінематичних пар 4-го класу ($P_4 = 1$);

P_3 - кількість кінематичних пар 3-го класу ($P_3 = 3$).

При цьому ланка CO_3E , яка здійснює циліндричний рух, може бути і одноплечі.

Однак, по-перше, існування другого плеча дозволяє отримати траєкторію точки E в вигляді просторової шатунної кривої в будь-якій площині простору і, по-друге, за рахунок зміни співвідношення довжини плечей - регулювати величину цієї траєкторії, наприклад для робочого органу.

2.3. Визначення функції положення просторового важільного прямолінійно-напрямого механізму петельника

Аналізуючи механізм, можна помітити, що контур O_1ABO_2 (Рис. 7, б) є плоским шарнірним чотирехланковик. Тому траєкторію точки B легко визначити з його функції положення [4]. Просторову траєкторію точки C визначимо, розглянувши її положення в просторі (рис. 7). У будь-який момент часу точка C лежить на основі конуса, утвореного

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

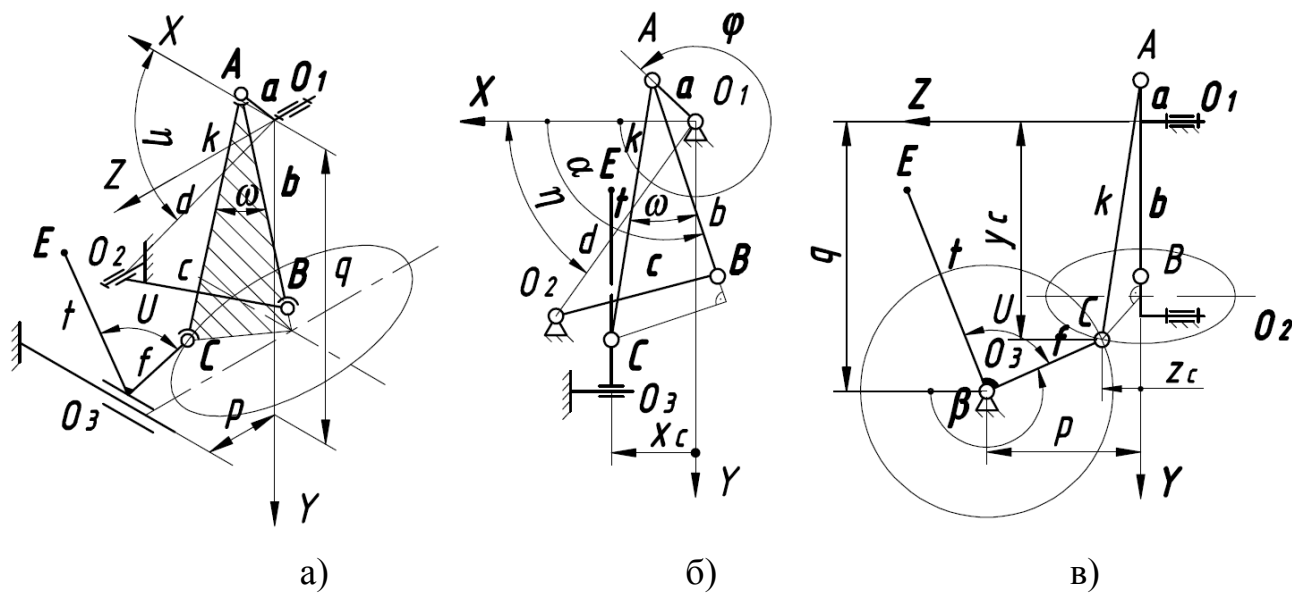


Рис. 7. Кінематична схема п'ятиланкового направляючого механізму: а - просторова схема в системі координат XYZ ; б - розрахункова схема в ортогональній проекції на площину XO_1Y ; в - розрахункова схема в ортогональній проекції на площину XO_1Z

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

стороною АС шатуна як утворює при її обертанні щодо боку АВ. Крім того, дана точка лежить на колі радіуса ОЗС в точці ОЗ.

Так як проекція основи цього конуса на площину ХО1 Z є еліпсом, то, використовуючи позначення параметрів відповідно до рис. 7, складемо рівняння даного еліпса та кола і об'єднаємо їх в систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{(y_c - a \cos \varphi - k \cos \omega \sin \alpha)^2}{x^2 \sin^2 \omega \cos^2 \alpha} + \frac{z_c^2}{k^2 \sin^2 \omega} = 1 \\ (q - y_c)^2 + (p - z_c)^2 = f^2 \end{cases}$$

де φ - кут повороту ведучої ланки (кривошипа О1А);

α - кут, який характеризує миттєве положення сторони АВ шатуна і визначається відповідно до [4].

Таким чином координати $Y_{ци}$ Z_c можна знайти рішенням системи рівнянь (1), як одну з пар коренів рівняння 4-го ступеня.

При певній координаті Z_c координату X_c знаходимо з рівняння вищезгаданого еліпса в площині ХО1Z

$$\frac{(x_c - a \sin \varphi - k \sin \omega \cos \alpha)^2}{k^2 \sin^2 \omega \sin^2 \alpha} + \frac{z_c^2}{k^2 \sin^2 \omega} = 1$$

Таким чином траєкторія точки С і, отже, точки Е механізму описується досить складними аналітичними виразами, що ускладнюють його синтез.

Однак оскільки контур О1АВО2 є плоским шарнірним чотирихвонником, то точку С при певних умовах можна вважати точкою на шатуні АВ (рис. 8).

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

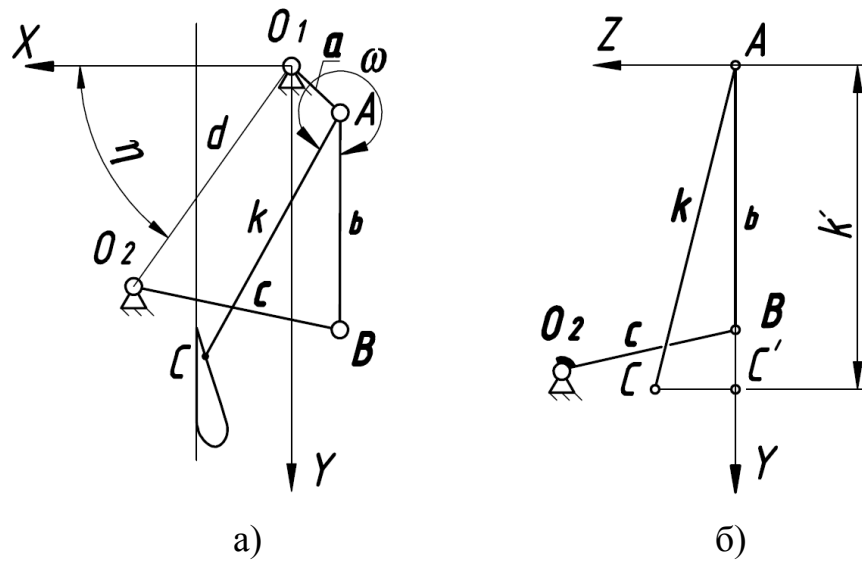


Рис. 8. Апроксимовані розрахункові схеми просторового направляючого п'ятизв'язного механізму: а) проекція на площину XO_1Y , б) проекція на площину YO_1Z

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

Застосуємо метод найкращого наближення функції.

Якщо обмежитися визначенням трьох параметрів механізму, наприклад, що характеризують коромисло O2B (c, d, i і η) зображеного на рис. 8 а, то функція зваженої різниці $\Delta\rho$ в цьому випадку буде мати вигляд:

$$\Delta\rho = A[p_0f_0(y) + p_1f_1(y) + p_2f_2(y) - F(y)], \quad (3)$$

де

$$F(y) = \rho^2 + u \tan \omega,$$

$$f_0(y) = M(x \tan \omega + yL) + 2x(L+1) + N(y \tan \omega - xL),$$

$$f_1(y) = M(y \tan \omega - xL) + 2y(L+1) - N(x \tan \omega + xL),$$

$$f_2(y) = 1,$$

$$A = -\frac{b \cos \omega}{k}, \quad u = -\sqrt{Lk^2 \rho^2 - (\rho^2 - k^2 - a^2)^2},$$

$$L = \frac{u}{\rho^2}, \quad N = \frac{\rho^2 - k^2 - a^2}{\rho^2}, \quad M = \frac{k}{b \cos \omega}, \quad \rho = \sqrt{x^2 + y^2}.$$

Однак, отримані таким способом значення не будуть точно характеризувати значення координати X і Y шатунної точки C , так як в дійсності параметри k і ω при роботі просторового механізму змінюватимуться, і насправді вони є миттєвими проекціями k і ω цих величин на площину $XO1Y$ (рис. 8, б).

Тому після отримання значень цих параметрів при синтезі чотириланкова плоского механізму слід оцінити як впливає їх зміна на форму кривої при роботі просторового п'ятизв'язного механізму.

Також слід враховувати, що шатунна крива є просторовою і має ще координату Z , тобто її прямолінійний ділянку є насправді проекцією дуги радіуса f на площину $ZO1Y$.

Кінематика плоского механізму (рис. 8, а) описується наступними рівняннями. Координати точки A в проекціях на координатні осі правої системи координат (ПСК):

$$P_{Ax}(\varphi) = O_{1x} + a \cos(\varphi), \quad P_{Ay}(\varphi) = O_{1y} + a \sin(\varphi).$$

Координати точки $O2$ в проекціях на координатні осі ПСК:

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$O_{2X} = d \cos(\eta), O_{2Y} = d \sin(\eta).$$

Змінюється вектор O2A в проекціях на координатні осі ПСК:

$$P_{O2_AX}(\varphi) = P_{2X}(\varphi) - O_{2X}, P_{O2_AY}(\varphi) = P_{2Y}(\varphi) - O_{2Y}.$$

Змінюється кут між векторами O2A і с:

$$U_{A_O2_B}(\varphi) = \arccos \left(\frac{P_{O2_AX}(\varphi)^2 + P_{O2_AY}(\varphi)^2 + c^2 - b^2}{2\sqrt{P_{O2_AX}(\varphi)^2 + P_{O2_AY}(\varphi)^2} \cdot c} \right).$$

Координати точки B в проекціях на координатні осі ПСК:

$$P_{BX}(\varphi) = O_{2X} + \frac{c \cdot [P_{O2_AX}(\varphi) \cdot \cos(n \cdot U_{A_O2_B}(\varphi)) - P_{O2_AY}(\varphi) \cdot \sin(n \cdot U_{A_O2_B}(\varphi))]}{\sqrt{P_{O2_AX}(\varphi)^2 + P_{O2_AY}(\varphi)^2}},$$

$$P_{BY}(\varphi) = O_{2Y} + \frac{c \cdot [P_{O2_AX}(\varphi) \cdot \sin(n \cdot U_{A_O2_B}(\varphi)) + P_{O2_AY}(\varphi) \cdot \cos(n \cdot U_{A_O2_B}(\varphi))]}{\sqrt{P_{O2_AX}(\varphi)^2 + P_{O2_AY}(\varphi)^2}}.$$

де n - параметр, що визначає варіант збірки механізму (в нашому випадку n = 1).

Вектор-шатун b в проекціях на координатні осі ПСК:

$$b_X(\varphi) = P_{BX}(\varphi) - P_{AX}(\varphi),$$

$$b_Y(\varphi) = P_{BY}(\varphi) - P_{AY}(\varphi).$$

Координати робочої точки C в проекціях на координатні осі ПСК:

$$P_{CX}(\varphi) = P_{AX}(\varphi) + \frac{k \cdot [b_X(\varphi) \cdot \cos(\omega) - b_Y(\varphi) \cdot \sin(\omega)]}{b}, \quad (4)$$

$$P_{CY}(\varphi) = P_{AY}(\varphi) + \frac{k \cdot [b_X(\varphi) \cdot \sin(\omega) + b_Y(\varphi) \cdot \cos(\omega)]}{b}. \quad (5)$$

Кінематику просторового механізму (рис. 7) визначаємо, використовуючи обчислювальний блок функції користувача Rotation (V, V0, α , r) в Mathcad для 3-D повороту вектора [6].

Введемо праву систему координат (ПСК). Зазвичай в технологічних машинах галузі робочі органи отримують рух від механізмів, провідні ланки яких кріпляться на головному валу. Таким чином, вісь Z направляємо уздовж осі головного вала, як зображено на рис. 1, вісь Y - вертикально вниз, а вісь X направляємо так, щоб вийшла

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата
------	------	----------	-------	------

права система координат. Початок координат виберемо в точці O_1 .

Визначаємо вектор-ланку кривошипа $O_1A = P1_2$, використовуючи обчислювальний блок функції користувача $Rotation(V, V_0, \alpha, r)$:

$$Proj(V, V_0) := V \cdot Ort(V_0) \cdot Ort(V_0),$$

$$Norm(V, V_0) := V - Proj(V, V_0),$$

$$Rotation(V, V_0, \alpha, r) := \left(\begin{array}{l} Proj(V, V_0) + Norm(V, V_0) \cdot \cos(\alpha) \dots \\ + Ort(V_0) \times Norm(V, V_0) \cdot \sin(\alpha) \end{array} \right) \cdot \frac{r}{|V|}, \quad ($$

де V - що повертається вектор; цим вектором є орт осі $X - e_x := (1 \ 0 \ 0)^T$ (Верхній індекс T вказує на транспонування матриці-рядка);

V_0 - вектор, навколо якого здійснюється поворот вектора V ; цим вектором є орт осі $Z - e_z := (0 \ 0 \ 1)^T$;

α - кут повороту вектора V ; цим кутом є кут φ повороту кривошипа, відлічуваний від осі Y ; при обертанні кривошипа проти годинникової стрілки (якщо дивитися з кінця осі X) кут φ має позитивне значення, при обертанні кривошипа за годинниковою стрілкою - негативне;

r - довжина вектора V після повороту; відношення $\frac{r}{|V|}$ в натуральному вираженні (6) є масштабним коефіцієнтом, що визначає довжину вектора V після його повороту;

$$Ort(V_0) - \text{функція для визначення орта вектора } V_0; Ort(V_0) = \frac{V}{|V_0|}.$$

Таким чином, вектор-ланку кривошипа a визначається таким виразом:

$$a(f_1) := Rotation(e_x, e_z, \varphi, a). \quad (7)$$

У вираженні (7) кут повороту кривошипа описується дискретною змінною φ (range variable), яка змінюється від початкового значення φ_0 до кінцевого значення φ_{\max} з кроком $\Delta\varphi$:

$$\varphi := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi, \dots, \varphi_{\max}. \quad ($$

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Радіус-вектор кінематичної пари PA визначаємо на основі Афінах перетворень:

$$P_A(\varphi) := O_1 + P_{O_1_A}(\varphi). \quad (1)$$

Визначаємо змінюється вектор PO2_A як різницю радіус-векторів PA та PO2:

$$P_{O_2_A}(\varphi) := P_A(\varphi) - O_2. \quad (1)$$

Прийmemo, що лінія коромисла (на кінематичній схемі механізму на рис. 1 - це лінія, що з'єднує точки PO2 та PB) перпендикулярна до його осі гойдання.

Орт осі гойдання коромисла збігається з ортом eZ:

$$e_{o_2} := e_z. \quad (1)$$

Для визначення радіус-вектора PB, який характеризує кінематичну пару шатун-коромисло, скористаємося векторним методом розрахунку просторових кривошипно коромисла (ПККП) з [6]. Складемо програмний код функції користувача в Mathcad для опису орта p коромисла в загальному випадку:

$$\begin{aligned}
 & V_3 \leftarrow V_1 \times V_2 \\
 & Proj_V_1 \leftarrow |V_1| \cdot \cos(\alpha_1) \\
 & Proj_V_2 \leftarrow |V_2| \cdot \cos(\alpha_2) \\
 & B_1 \leftarrow V_{2X} \cdot Proj_V_1 - V_{1X} \cdot Proj_V_2 \\
 & B_2 \leftarrow V_{1Y} \cdot Proj_V_2 - V_{2X} \cdot Proj_V_1 \\
 & \left(\begin{array}{l} -(V_{3Y} \cdot B_1 + V_{3X} \cdot B_2) \dots \\ \sqrt{(V_{3Y} \cdot B_1 + V_{3X} \cdot B_2)^2 \dots} \\ + n_1 \cdot \sqrt{-(|V_3|^2) \cdot (B_1^2 + B_2^2 - (V_{3Z})^2)} \end{array} \right) \\
 & pZ \leftarrow \frac{\dots}{(|V_3|^2)} \\
 & pY \leftarrow \frac{pZ \cdot V_{3Y} + B_1}{V_{3X}} \\
 & pX \leftarrow \frac{pZ \cdot V_{3X} + B_2}{V_{3X}} \\
 & p \leftarrow \begin{pmatrix} pX \\ pY \\ pZ \end{pmatrix}, \quad (1)
 \end{aligned}$$

У програмному кодї (12) параметр n_1 визначає конструктивно правильну збірку механізму і може приймати значення «+1», або «-1»; якщо на кінематичній схемі механізму на рис. 1 обхід контуру $PA \rightarrow PB \rightarrow PO_2 \rightarrow PA$ здійснюється за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з кінця осі Z , то $k_1 = 1$, якщо ж проти годинникової стрілки, то $n_1 = -1$; для механізму на рис. 1 $n_1 = 1$;

Тепер, використовуючи програмний код (12), визначаємо орт ес вектора-ланки коромисла с:

$$e_c(\varphi) := p(P_{O_2_A}(\varphi), e_{O_2}, \alpha_1(\varphi), \alpha_2, n_1), \quad (13)$$

де $\alpha_1(\varphi)$ - змінюється кут між векторами z та PO_2_A , який можна визначити за допомогою функції користувача повороту вектора $Tcos$ [6]:

$$Tcos(l_1, l_2, l_3) := \arccos\left(\frac{l_1^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot l_1 \cdot l_2}\right) \Rightarrow \alpha_1(\varphi) := Tcos(|P_{O_2_A}(\varphi)|, c, b), \quad (14)$$

α_2 - кут між векторами e_{O_2} та c , який для розглянутого механізму дорівнює $\alpha_2 = 90^\circ$.

Визначаємо вектор-ланку коромисла с:

$$c(\varphi) := e_c(\varphi) \cdot c. \quad (15)$$

Радіус-вектор кінематичної пари PB визначаємо на основі Афінах перетворень:

$$P_B(\varphi) := P_{O_2} + c(\varphi). \quad (16)$$

Визначаємо вектор-ланку шатун b:

$$b(\varphi) := P_B(\varphi) - P_A(\varphi). \quad (17)$$

Координати точки C можна визначити з рішення системи трьох рівнянь (18-20) поверхонь - циліндра, сфери з центром в точці перетину перпендикуляра, опущеного з точки C на лінію шатуна b , і окружності з центром в тій же точці, що і для сфери, в параметричному вигляді:

$$P_{C1}(u1, v1) := \begin{bmatrix} f \cos(v1) \\ f \sin(v1) \\ u1 \end{bmatrix} + O_3. \quad (18)$$

$$P_{C2}(\varphi, u2, v2) := \begin{bmatrix} k \cos(\omega) \sin(u2) \cos(v2) \\ k \cos(\omega) \sin(u2) \sin(v2) \\ k \cos(\omega) \cos(u2) \end{bmatrix} + P_B(\varphi) + \frac{b(\varphi)}{b \cdot k \cos(\omega)}. \quad (19)$$

$$P_{C3}(\varphi, u3) := T_e(e_1, e_2(\varphi)) \cdot \begin{bmatrix} k \cos(\omega) \cos(u3) \\ k \cos(\omega) \sin(u3) \\ 0 \end{bmatrix} + P_B(\varphi) + \frac{b(\varphi)}{b \cdot k \cos(\omega)}. \quad (20)$$

де

$$T_e(e_1, e_2(\varphi)) := \begin{bmatrix} e_{1X}e_{2X}(\varphi) & e_{1X}e_{2Y}(\varphi) & e_{1X}e_{2Z}(\varphi) \\ e_{1Y}e_{2X}(\varphi) & e_{1Y}e_{2Y}(\varphi) & e_{1Y}e_{2Z}(\varphi) \\ e_{1Z}e_{2X}(\varphi) & e_{1Z}e_{2Y}(\varphi) & e_{1Z}e_{2Z}(\varphi) \end{bmatrix}. \quad (21)$$

$$e_1 := |e_x \quad e_y \quad e_z|^T. \quad (22)$$

$$e_2(\varphi) := \begin{bmatrix} \frac{b(\varphi)}{b} \\ \left(\frac{P_{O2_A}(\varphi) \times b(\varphi)}{|P_{O2_A}(\varphi) \times b(\varphi)|} \right) \times b(\varphi) \\ \left(\frac{P_{O2_A}(\varphi) \times b(\varphi)}{|P_{O2_A}(\varphi) \times b(\varphi)|} \right) \times b(\varphi) \\ \frac{P_{O2_A}(\varphi) \times b(\varphi)}{|P_{O2_A}(\varphi) \times b(\varphi)|} \end{bmatrix}. \quad (23)$$

В результаті рішення рівнянь (18-20) отримуємо коріння системи рівнянь, які визначають кути $u1$, $u2$, $v1$, $v2$ і $u3$ при зміні кута повороту кривошипа φ . Координати точки С визначаються з виразу:

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$P_C(\varphi) := T_e(e_1, e_2(\varphi)) \cdot \begin{bmatrix} k \cos(\omega) \cos(u_3(\varphi)) \\ k \cos(\omega) \sin(u_3(\varphi)) \\ 0 \end{bmatrix} + P_B(\varphi) + \frac{b(\varphi)}{b \cdot k \cos(\omega)}. \quad (24)$$

Визначаємо вектор-ланку плеча шатуна k:

$$k(\varphi) := P_C(\varphi) - P_A(\varphi). \quad (25)$$

Визначаємо координати рухомої точки D:

$$P_D(\varphi) := O_3 + (e_X \cdot (P_C(\varphi) - O_3)) \cdot e_X. \quad (26)$$

Визначаємо координати робочої точки E:

$$P_E(\varphi) := P_D(\varphi) + \text{Rotation}(e_X, f(\varphi), U, t). \quad (27)$$

Отримані залежності будуть застосовані для структурного синтезу та кінематичного аналізу.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ПЕТЕЛЬНИКА ТА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

3.1. Визначення впливу кінематичних характеристик механізму петельника

З метою виявлення впливу кожного з параметрів на величину і закон руху петельника за виразом (27) виконаємо аналіз механізму.

Параметри механізму та діапазон їх значень, які підлягали варіюванню наведені в таблиці 1.

Таблиця 2 – Параметри механізмів машини, які підлягали варіюванню

Значення параметрів механізму голки			Інтервал значень	Крок варіювання	
U_{234}	град	320	Var	±20	5
l_{O1A}	мм	6,5	Var	±2	0,5
$l_{AB}; y$		30	Var	±5	1
$l_{O3B}; x$		40	Var	±5	1
l_{O2C}		25	Var	±5	0,5
l_{CA}		24	Var	±4	0,5

Отримані результати наведені на рис. 9-12, аналізуючи їх видно, що зміна параметрів призводить не лише до зміни величини переміщення носика петельника, але на форму траєкторії.

Тому взявши до уваги закономірності впливу проведемо структурний синтез механізму петельника шляхом перебору параметрів.

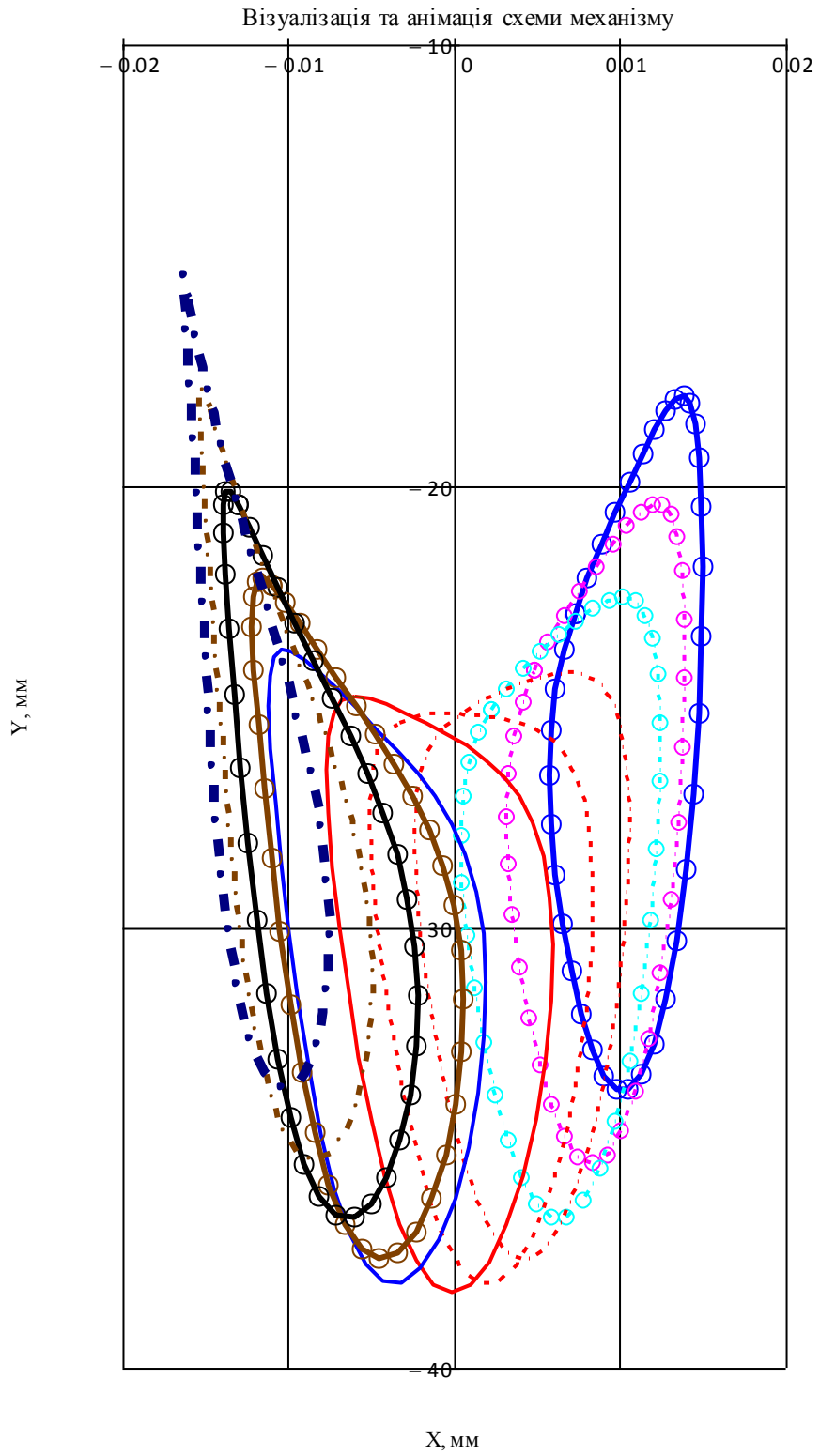


Рис. 9. Вплив значень кута U_{234} на траєкторію носика петельника= -220 230

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

Візуалізація та анімація схеми механізму

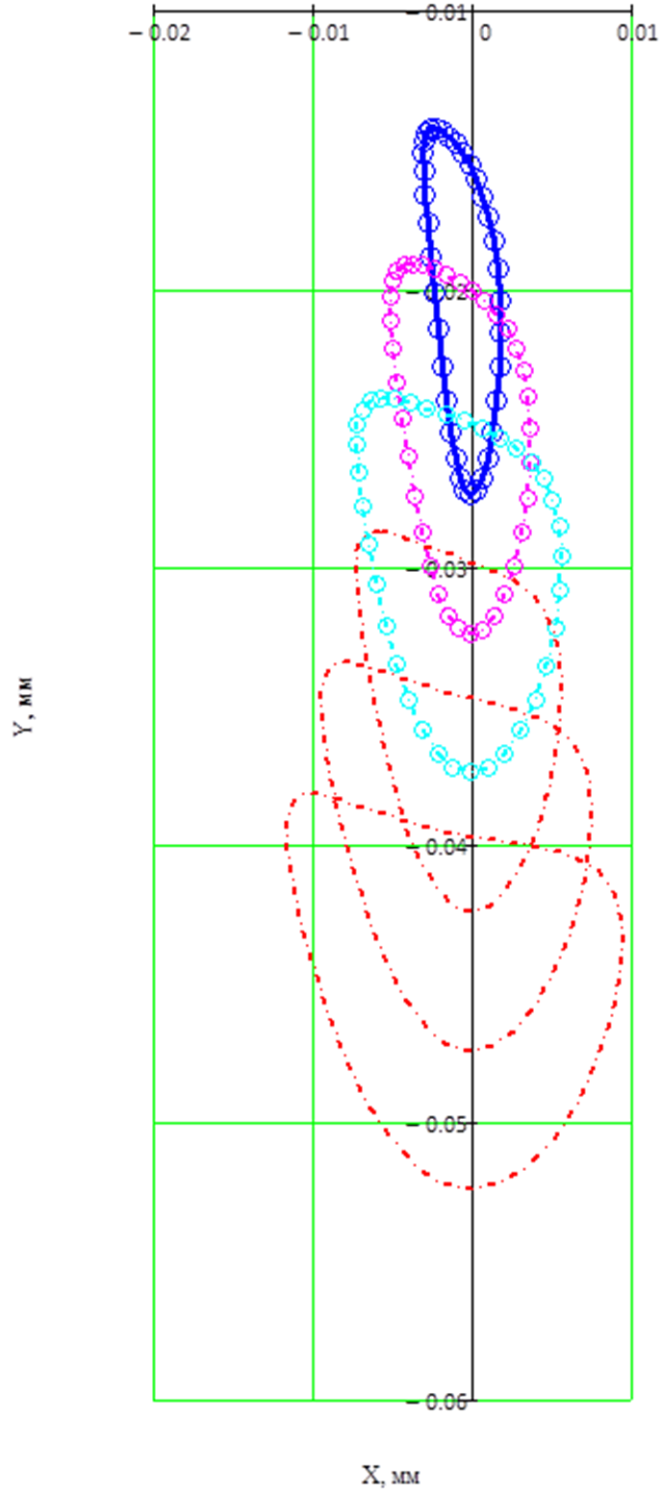


Рис. 10. Вплив значень довжини шатуна P35 при фіксованому значенні кута $U_{234}=180^\circ$ на траєкторію носика петельника

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

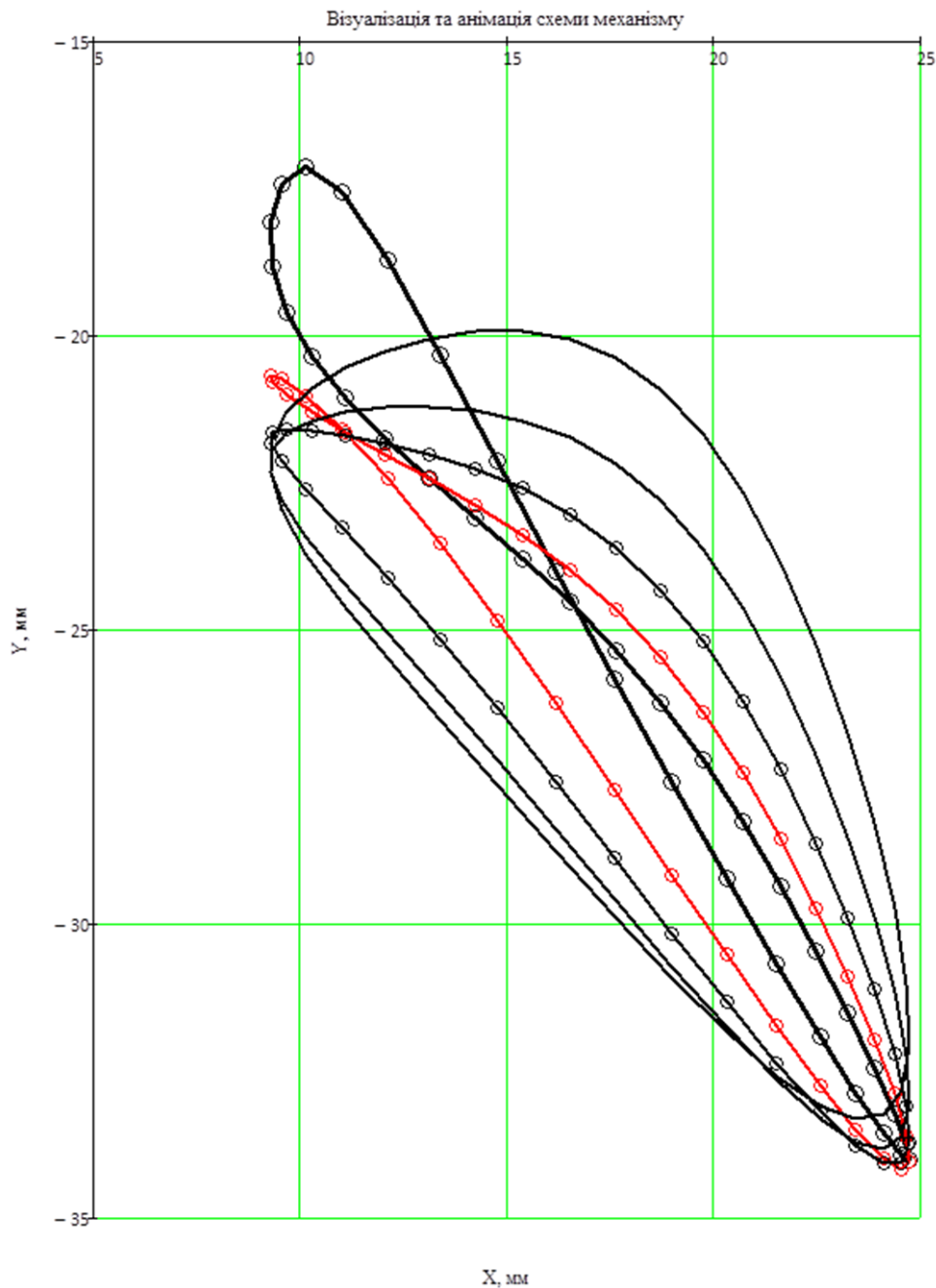


Рис. 11. Вплив значень координат $P4Y = -24 \div -29$ мм на траєкторію носика петельника при фіксованому значенні кута $U234=180^\circ$

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

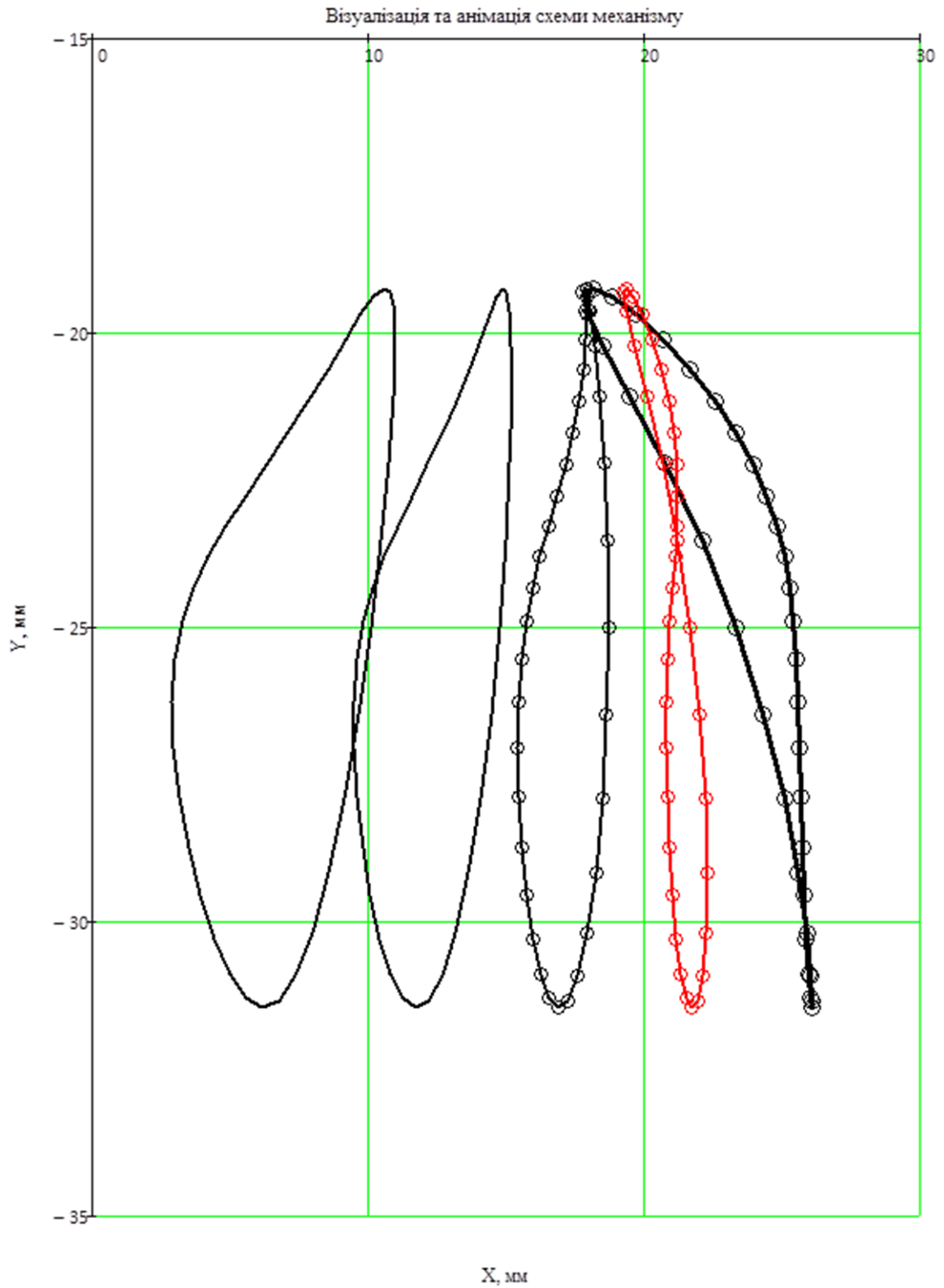


Рис. 12. Вплив значень координат $P4Y = -18 \div -26$ мм на траєкторію носика петельника при фіксованому значенні кута $U234=180^\circ$

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

3.2. Визначення раціональних параметрів механізму петельника

Виконаємо наближений кінематичний синтез досліджуваного механізму як плоского чотириланкова направляючого механізму з подальшою оцінкою зміни форми шатунної кривої в просторі. Механізм призначається для використання в багатоголковій сточувальній швейній машині ланцюгового стібка для приводу петлителя.

1. Вибираємо форму шатунної кривої (точка E) (траєкторії петлителя) за довідником [5] і задаємося її попередніми розмірами (рис. 3). Дана шатунна крива повинна мати прямолінійний ділянку l E в місці взаємодії петлителя з голками.

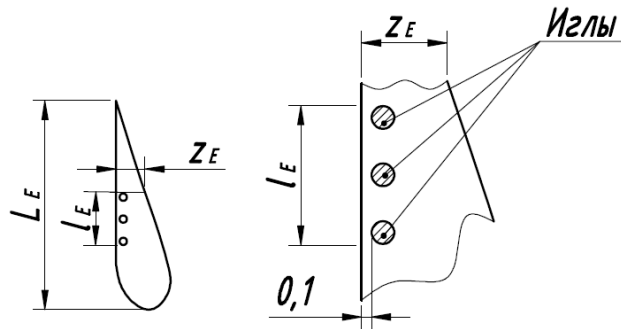


Рис. 13. Форма і розміри шатунної кривої (траєкторії петлителя)

Попередні розміри довжини кривої $L_E = 40$ мм, мінімальна ширина траєкторії в місці знаходження прямолінійного ділянки $Z_E = 3$ мм (з урахуванням величини зазору між петлітелем і голками, а також товщини самого петлителя), довжина прямолінійного ділянки $l_E = 12$ мм (що вдвічі більше максимальних значень в реальних технологічних машин).

2. Переймаючись ставленням плечей ланки $CD / DE = 1/3$, знаходимо попередні розміри траєкторії точки C: $L_c = 13,3$ мм, $Z_c = 3$ мм, $l_c = 4$ мм.

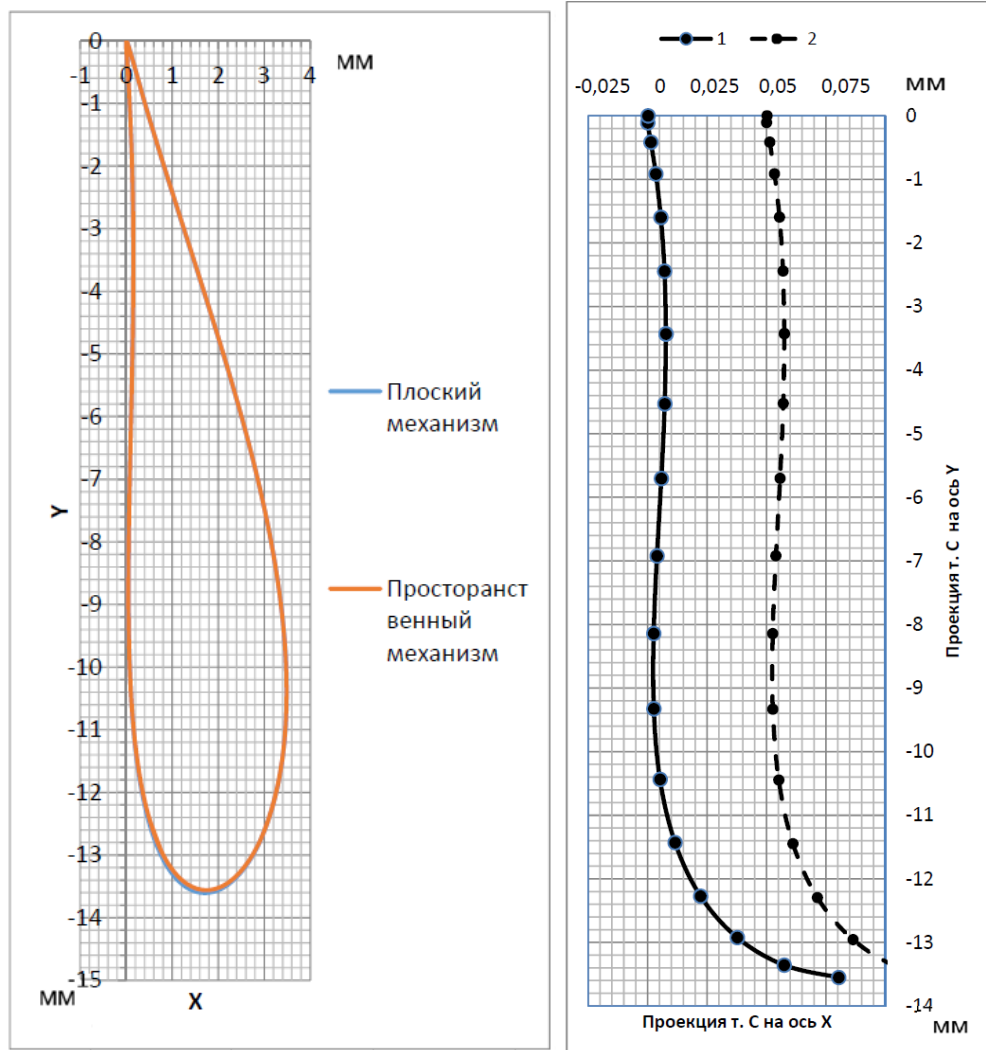
3. Задаємося вхідними параметрами синтезу, враховуючи відносини [5]: $a = 6$ мм, $b = 25$ мм, $k = 33$ мм, $w = 323^\circ$.

4. Використовуючи залежність (3) для визначення зваженої різниці, виконаємо наближений синтез плоского чотириланкова прямолінійно-направляючого механізму методом найкращого наближення і визначимо параметри: $d = 35,4$ мм, $\eta = 45^\circ$ (ОЗ (25, 25) рис. 2, а) і $c = 32$ мм.

5. Використовуючи вирази (4, 5, 27) побудуємо траєкторію точки С, беручи до уваги результати синтезу, і оцінимо відхилення ділянки Іс траєкторії т. С від прямолінійності (рис. 14, а, б).

6. Використовуючи залежність (4, 5, 27), визначимо координати точки С і оцінимо відхилення від значень, отриманих в результаті

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		



а)

б)

Рис. 14. Проекція траєкторії т. С на площину $XO1Y$ просторового і плоского механізмів: а - проекція траєкторії на площину x, y ; б - прямолінійний ділянку кривої на площині 1 - просторового механізму, 2

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

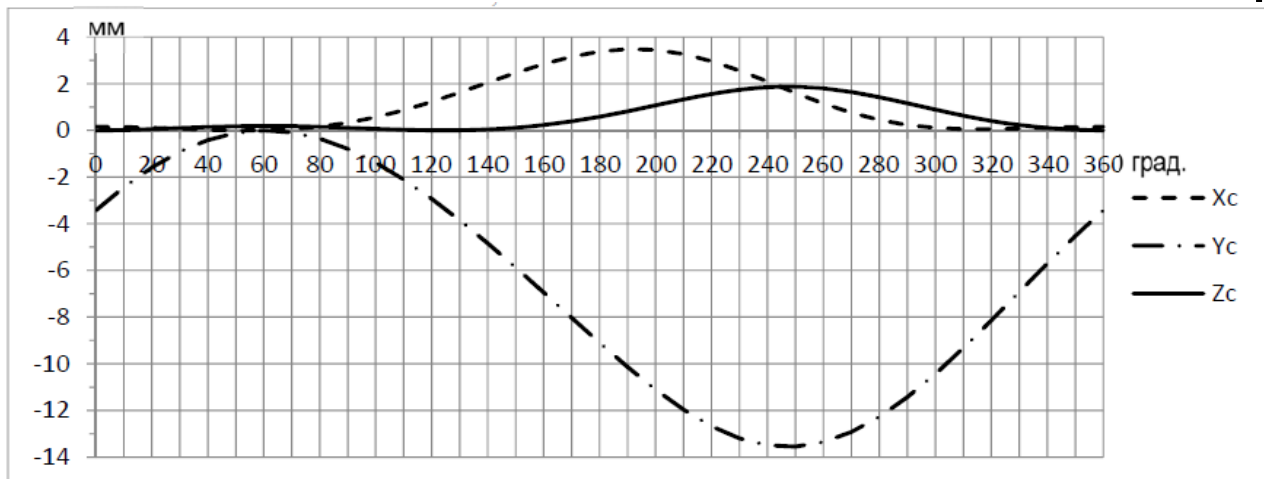


Рис. 15. Проекції траєкторії т. З на осі координат X, Y, Z просторового механізму

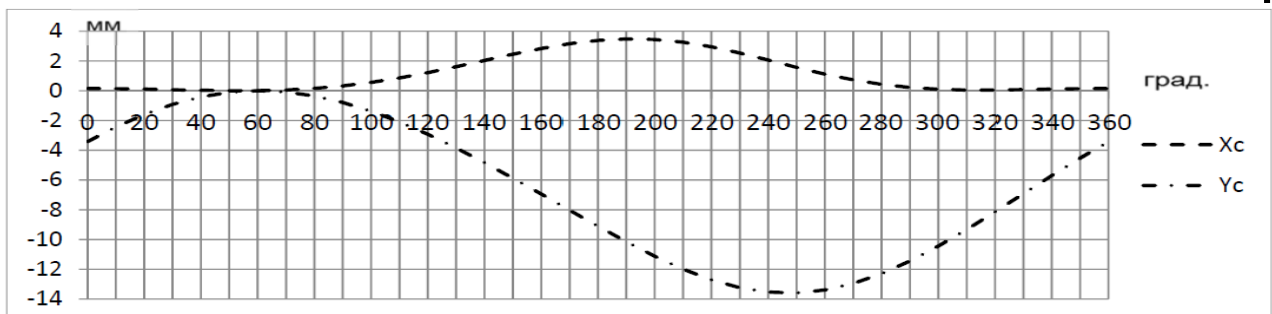


Рис. 16. Проекції траєкторії т. З на осі X і Y плоского механізму

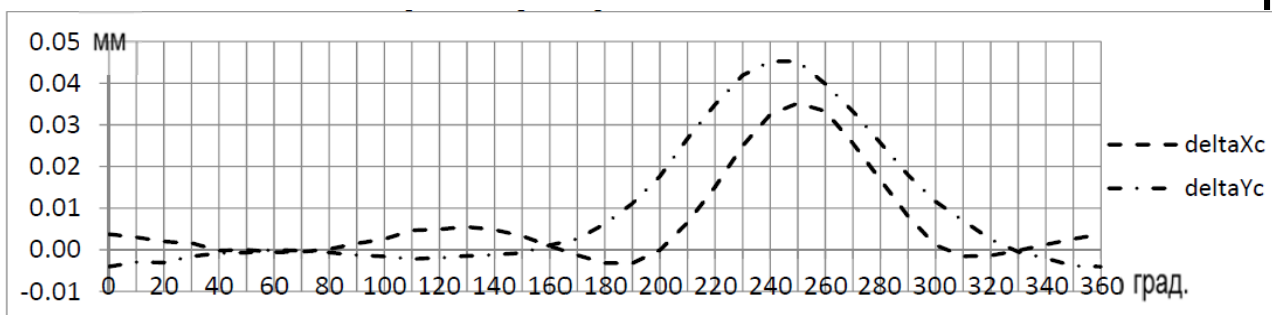


Рис. 17. Різниця проєкцій координат траєкторії т. З плоского і просторового механізмів

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Аналізуючи отримані траєкторії т. З потрібно відзначити, що апроксимувати просторовий механізм має траєкторію т. С і відповідно т. Е носика петлителя лежить на площині, в цей же час просторовий (реальний механізм) механізм реалізує цю ж траєкторію на поверхні циліндрів з радіусами основ відповідно O_3C і O_3E . Отримані значення координат X_c і Y_c для просторового механізму відображають проекцію траєкторії т. З на площину проходить по основі сегмента вищевказаного циліндра, який утворюється хордою з крайніми точками максимальних і мінімальних значень Y_c лежать на її основі, що дає можливість порівняти результати. Як видно з рис. 14, а проекції траєкторії т. З зливаються, а максимальне відміну координат x_c і Y_c близько 0,04 мм, що говорить про прийнятність методики розрахунку це типу механізму.

Окрім цього механізм забезпечує умову взаємодії з голками (рис. 18) на надійного «заколу» ниткового трикутника вістрям голки та величину переміщення петельника вздовж строчки від моменту захвату «петлі-напуску» до завершення «заколу» [3]:

$$L_4 - L_3 = \Delta, \quad Z' = Z_3 + Z_4 \approx d + f,$$

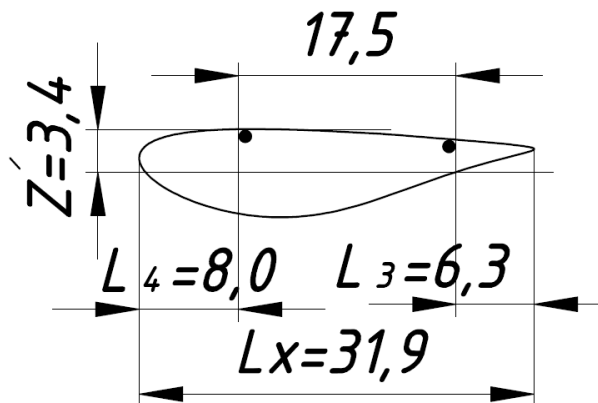


Рис. 18. Параметри траєкторії носика петельника

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Висновки.

1. При визначенні умовних параметрів, наприклад, при симетричному вугіллі гойдання ланки СОЗЕ не більш 60°, (такі значення кутів коливання коромисел і існують в реальних технологічних машинах) синтез зазначеного механізму з достатньою для практики точністю виконати як синтез плоского шарнірного чотириохланковик.

2. Отримані результати показують можливість отримання при застосуванні цього механізму довгих ділянок траєкторії веденого ланки, проекції яких на задану площину простору будуть досить близькі до прямої лінії (відхилення сотнею частки міліметра).

3. Отримані параметри механізму петельника задовольняють більшість технологічних параметрів швейних машин, які випускаються, а також забезпечують більшу протяжність ділянки траєкторії (17,5 мм) в момент захоплення петель напуску, що надає можливість застосування більшої відстані між голками ніж у відомих швейних машинах, що розширює технологічність машини.

3.2. Визначення реакцій в кінематичних парах

Метою розрахунку є визначення значень максимальних реакцій кінематичних парах з наступним розрахунком деталей на міцність, довговічність та виконання оптимізаційних процедур направлених на зменшення металоємності, ваги ланок тощо.

Розрахунок реакцій проводимо за допомогою програми Math CAD Розрахунок математичної моделі проводимо при максимальній швидкості обертання головного валу, результати представлені графіками рис. 19-23, а максимальне в табл. 4.

Час необхідний на один оберт головного валу

$$t = \frac{60}{n}$$

t – час дослідження необхідний для одного оберту головного вала, с;

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

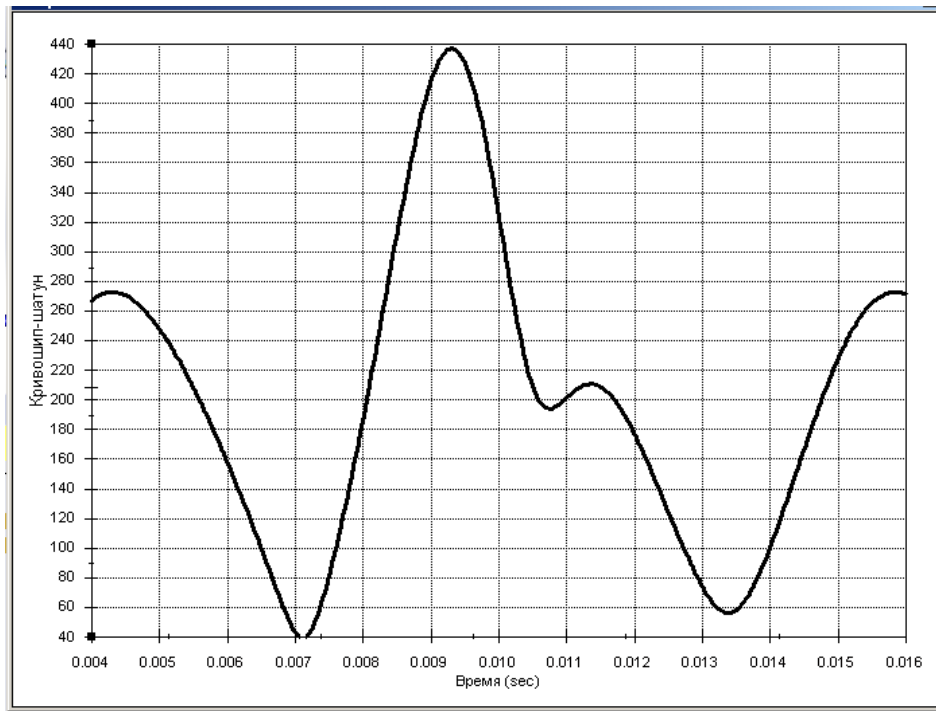


Рис. 19. Графік значень реакції в кінематичній парі т. А кривошип-шатун R_{12}

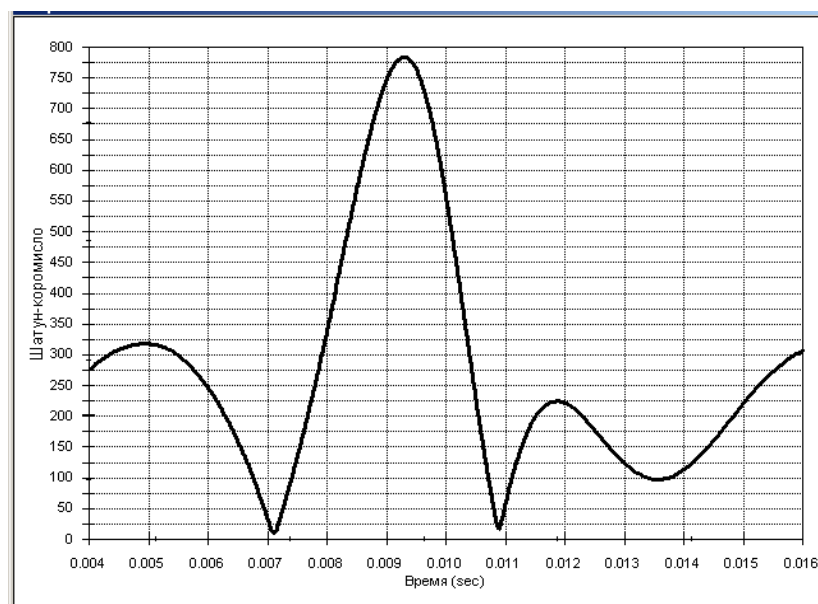


Рис. 20. Графік значень реакції в кінематичній парі т. F коромисло-шатун R_{23}

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

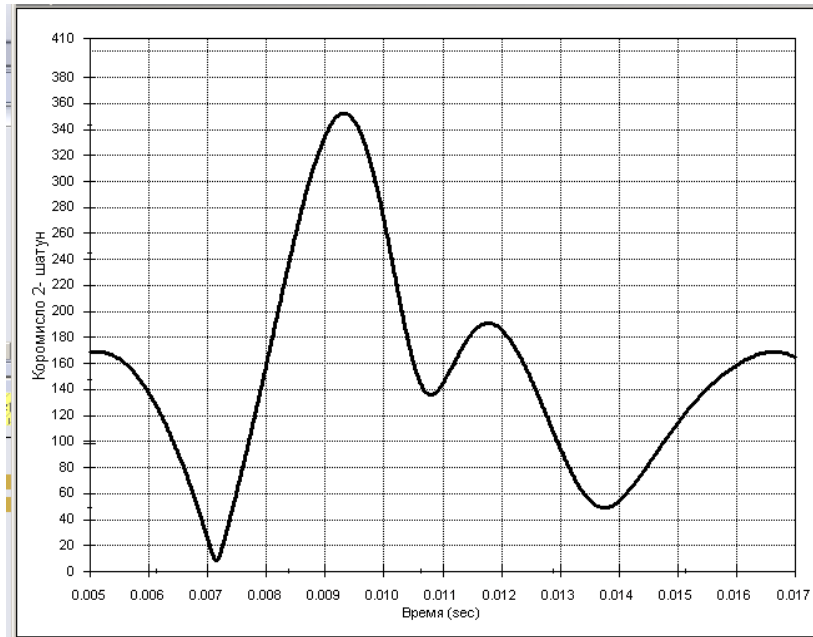


Рис. 21. Графік значень реакції в кінематичній парі $\tau. В$
коромисло-шатун R_{24}

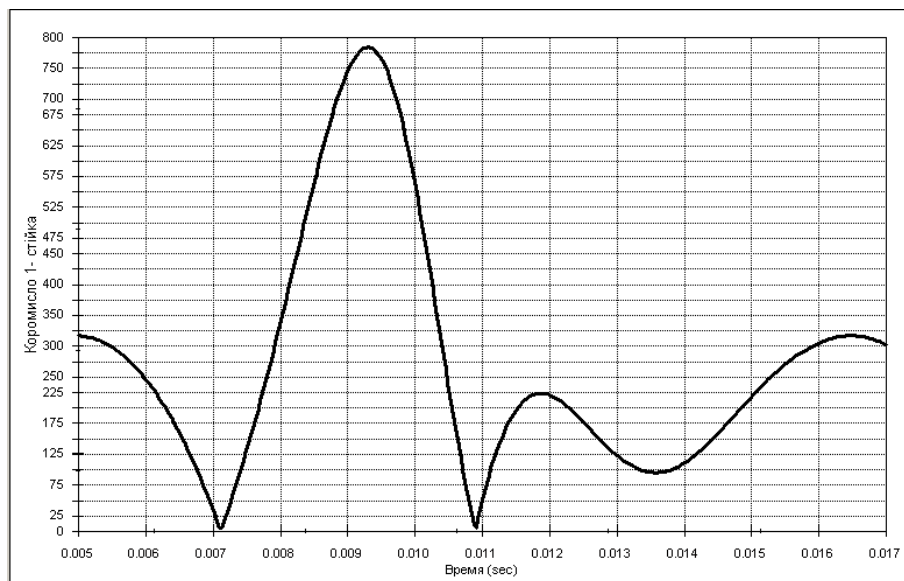


Рис. 22. Графік значень реакції в кінематичній парі $\tau. O_2$
коромисло-стійка R_{03}

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

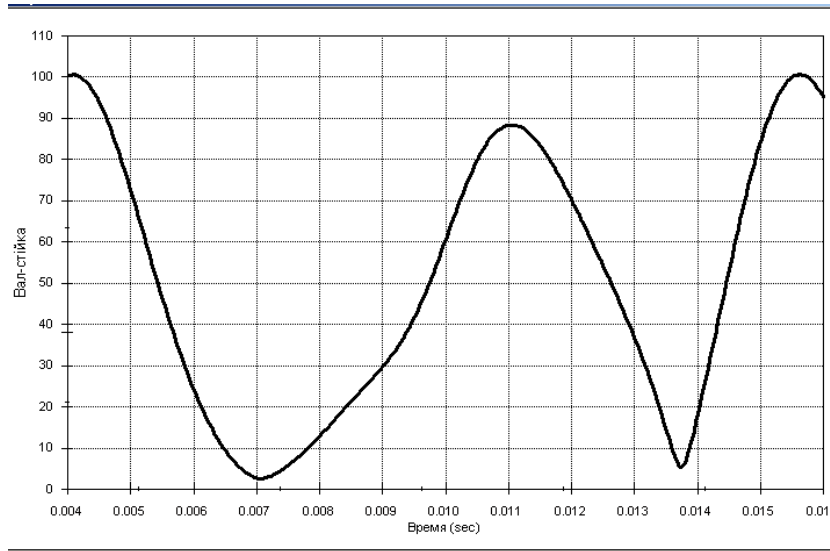


Рис. 23. Графік значень реакції в кінематичній парі т. O_3
 коромисло-стійка R_{04}

Таблиця 3.

Максимальне абсолютне значення реакцій в кінематичних парах

R_{12}	R_{23}	R_{24}	R_{30}	R_{40}
Н				
435	778	350	775	100

3.4. Перевірочний розрахунок на міцність

3.4.1. Розрахунок на міцність механізму петельника

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) [27]. 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, кромки і вершин, що забезпечує вірні значення результатів обчислення.

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. 28) 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

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

підходять об'ємистих моделей. Елементи оболонки звичайно підходять для моделювання тонкостінних деталей (листові метали), а балки і стержні - для елементів конструкцій.

Проведемо дослідження механізму при $n=5200 \text{ хв}^{-1}$.

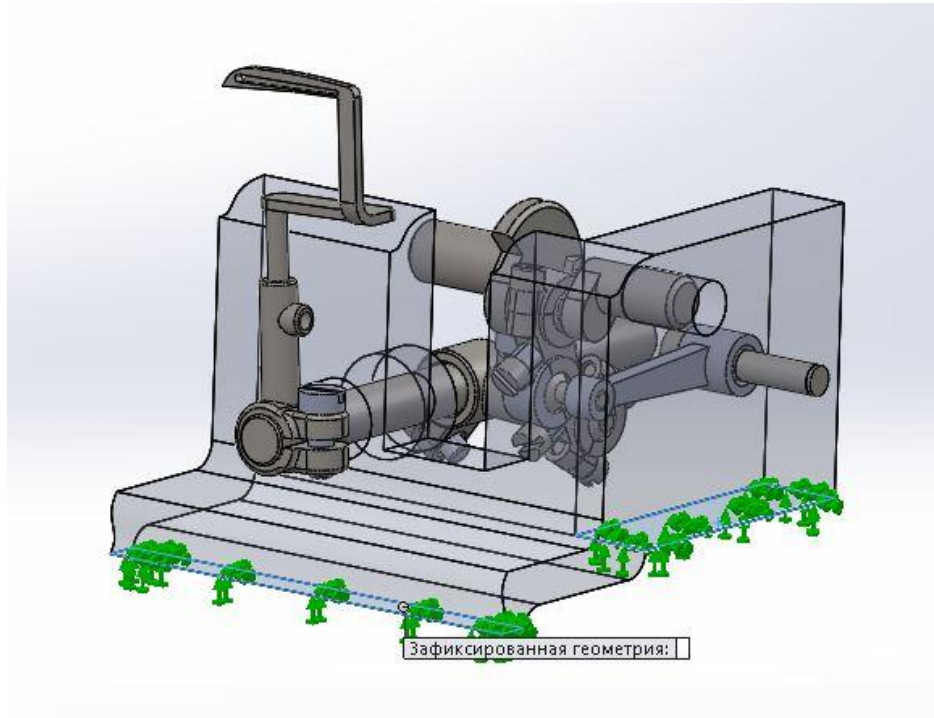


Рис. 24. Місце фіксації деталі (граничні умови)

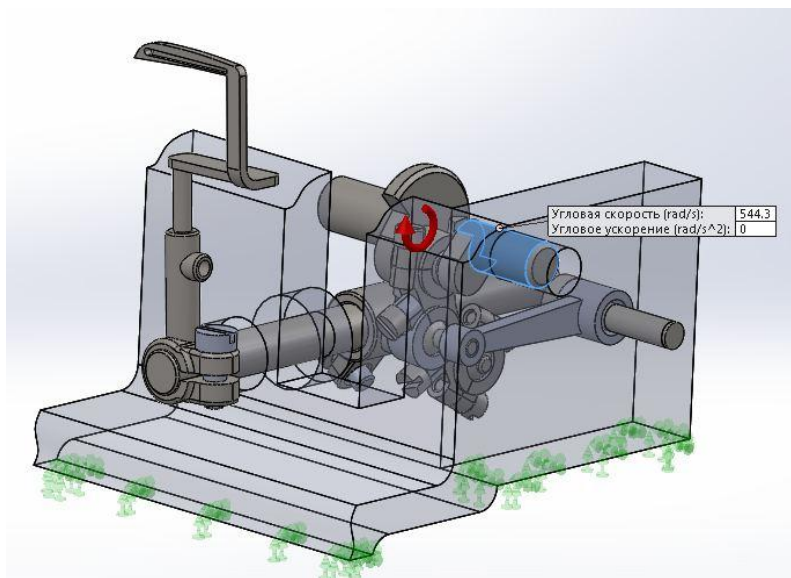


Рис. 25. Схема прикладання кутової швидкості для динамічного аналізу механізму при $n=5200 \text{ хв}^{-1}$

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

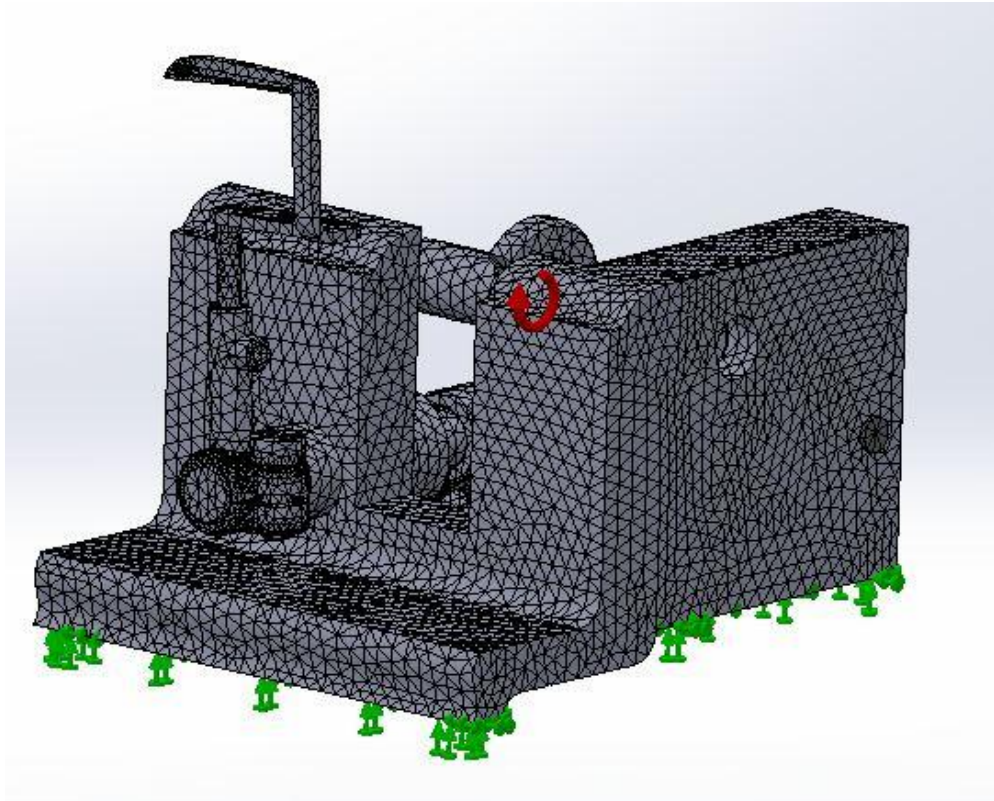


Рис. 26. Дискретизація 3D- моделі деталі для подальшого дослідження Solid Works Simulation

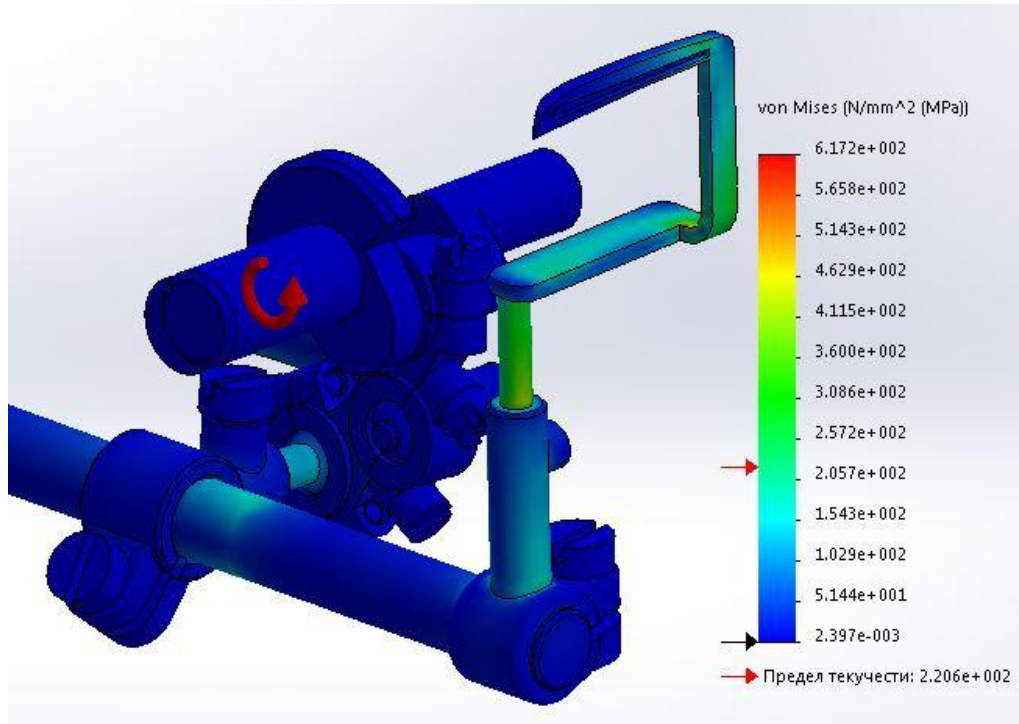


Рис. 27. Епюра напружень поверхонь деталей механізму петельника

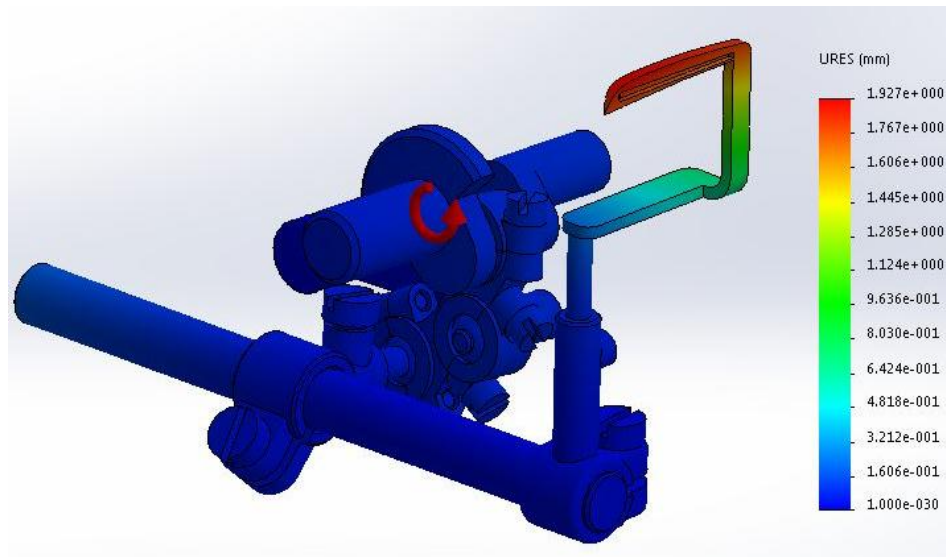


Рис. 28. Епюра переміщень поверхонь деталей механізму

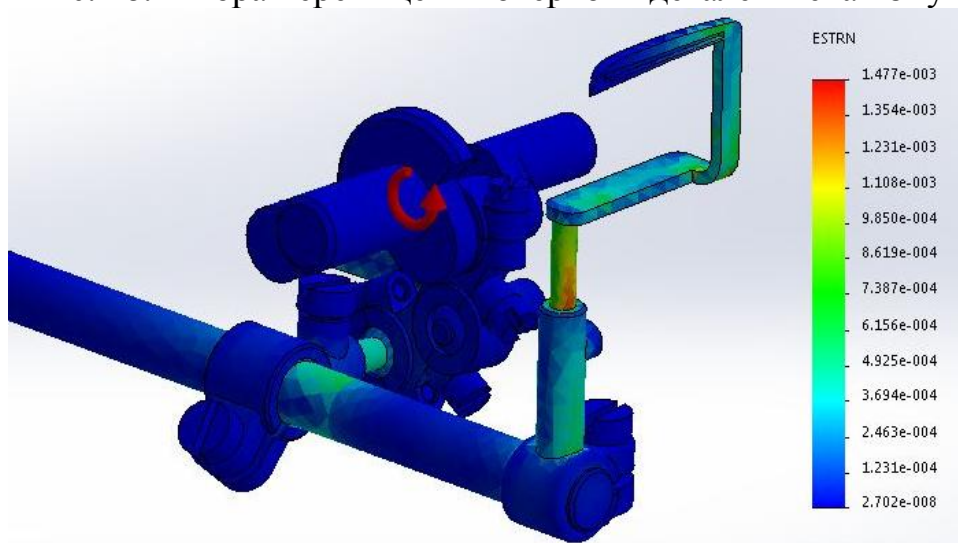


Рис. 29. Епюра деформацій поверхонь деталей механізму

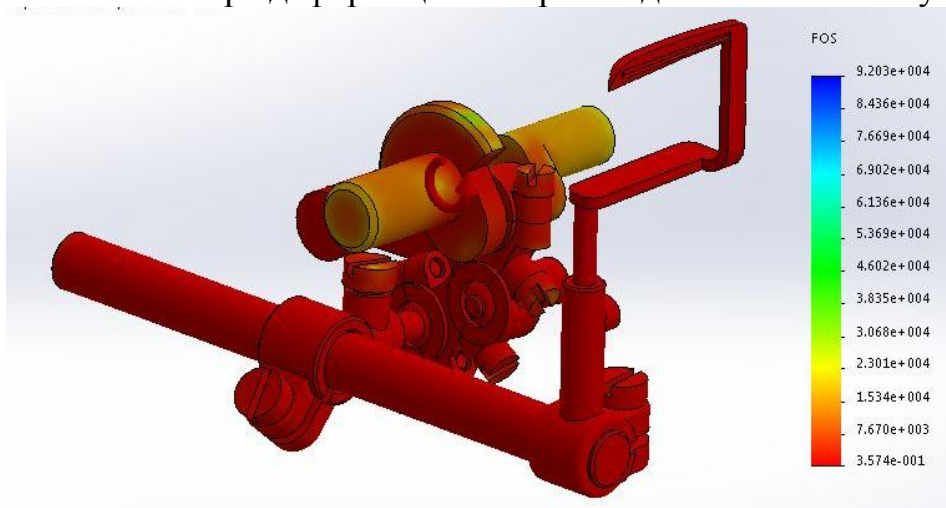


Рис. 30. Епюра коефіцієнтів запасу міцності

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

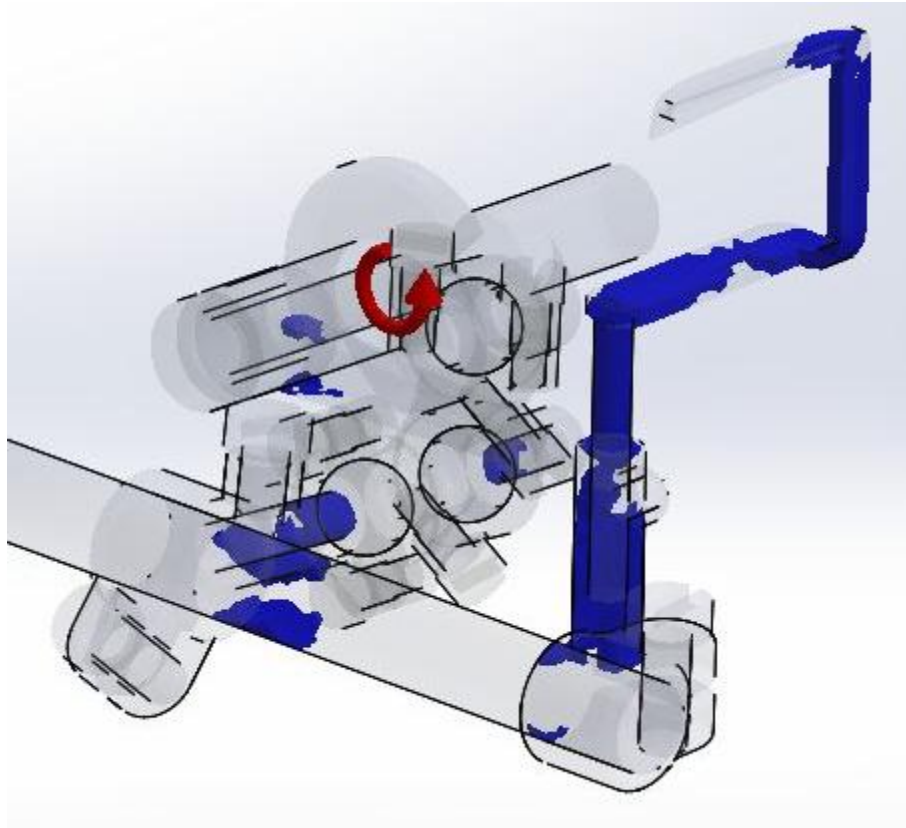


Рис. 31. Епюра зон найбільших навантажень

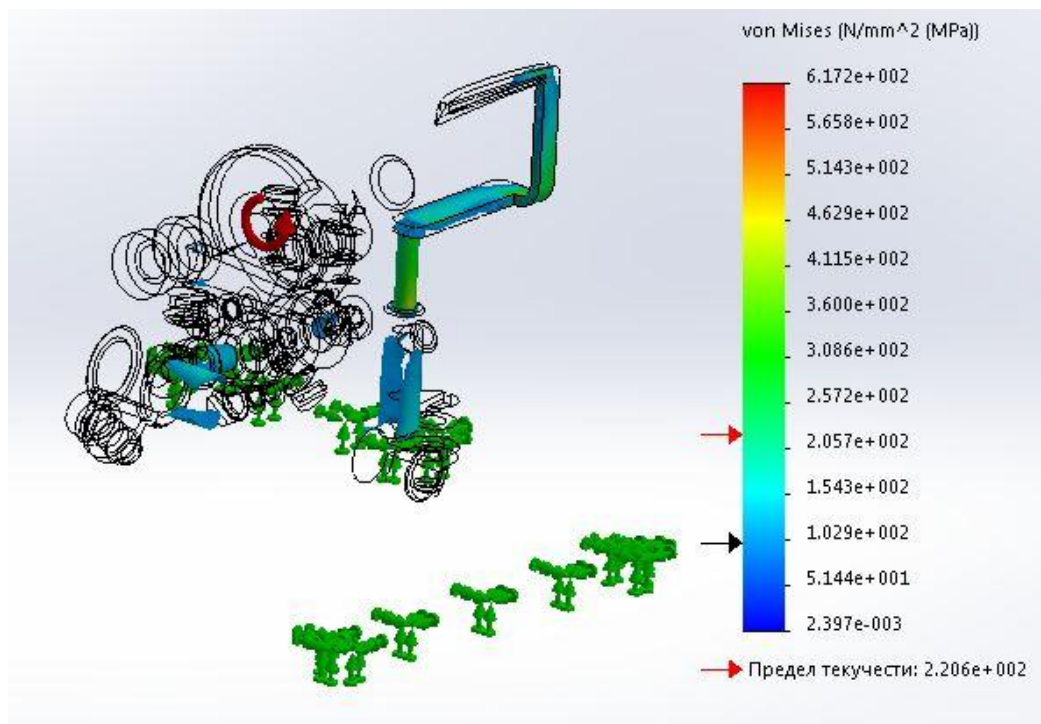


Рис. 31. Епюра зон найбільших напружень при коефіцієнту запасу міцності 2

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

Максимальні значення динамічних параметрів

	Δ , мм	σ , МПа	k_{\min}	ε
Механізм петельника	1,92	613,1	0,38	$1,48 \cdot 10^{-3}$

Висновок: Проведені розрахунки показали, концентрація напружень відноситься до конструкції робочого органу петельника, який під дією динамічних сил має недопустимі значення, умови міцності для нього не виконуються, оскільки коефіцієнт запасу міцності становить менше 1.

Оскільки в постановку задачі роботи не було поставлено на меті конструювання форми самого петельника, а дослідження стосуються лише механізму, то з подальшого розрахунку його вплив заміщено як віддалену масу.

Також оскільки зміна конструкції петельника призведе до зміни маси, виконаємо його зміцнення шляхом зміни параметрів та форми на рис. 32 представлена конструкція та параметри до зміни, а на рис. 33 виконано модернізацію для забезпечення умов міцності. Подальший розрахунок будемо проводити для механізму враховуючи змінене ну конструкцію петельника.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

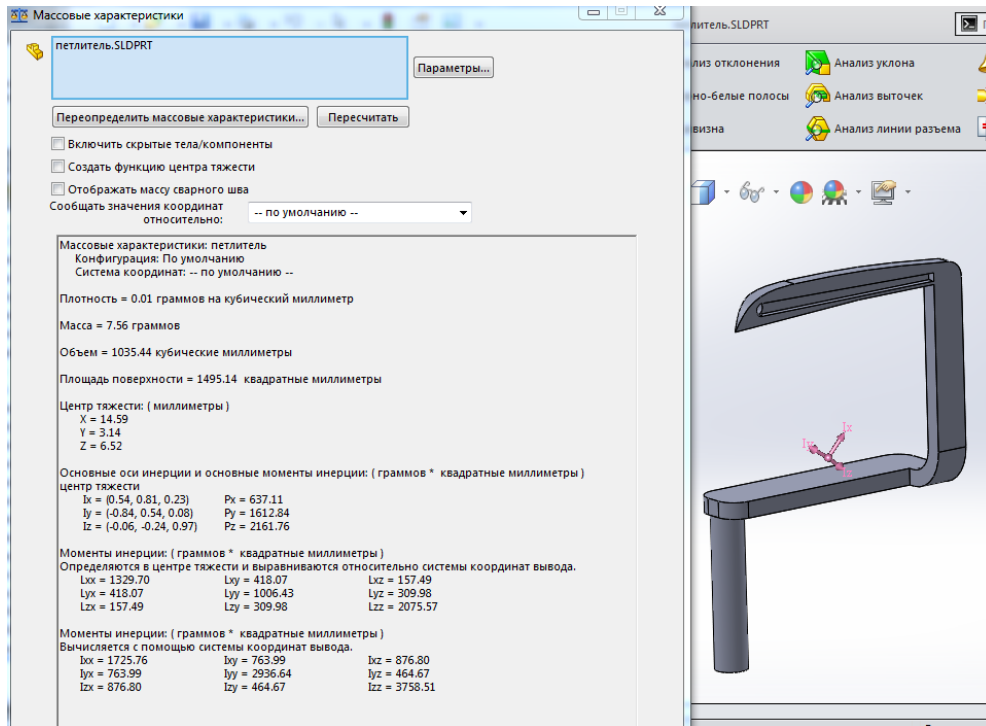


Рис. 32. Конструкція петельника та масо інерційні характеристики до оптимізації

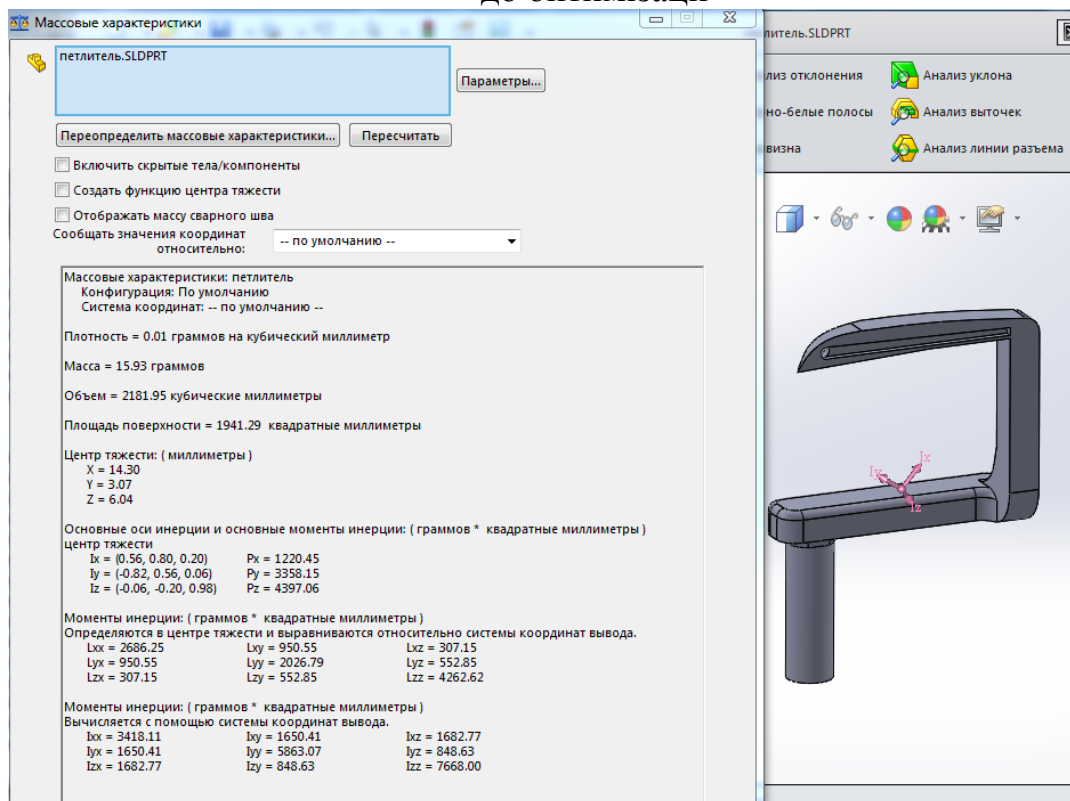


Рис. 34. Конструкція петельника та масо інерційні характеристики до після оптимізації

3.4.2. Розрахунок на міцність деталі які найбільш навантажені при віддаленій масі петельника

Зметою визначення реальних динамічного навантаження в механізмі при максимальній швидкості машини проведемо антологічні дослідження. Результати зображені на епюрах рис. 34-38.

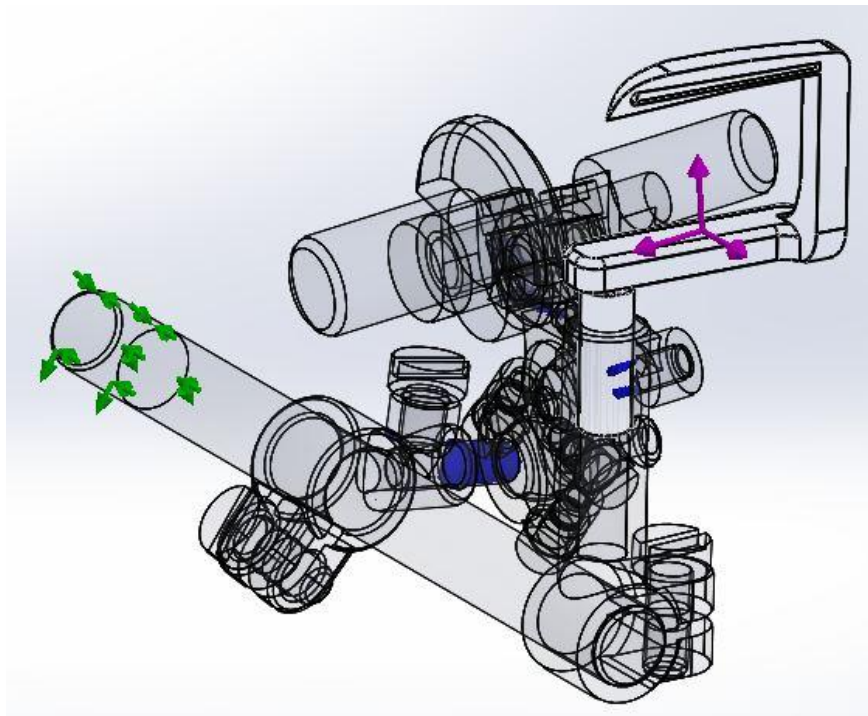


Рис. 35. Розрахункова схема механізму петельника з віддаленою масою петельника

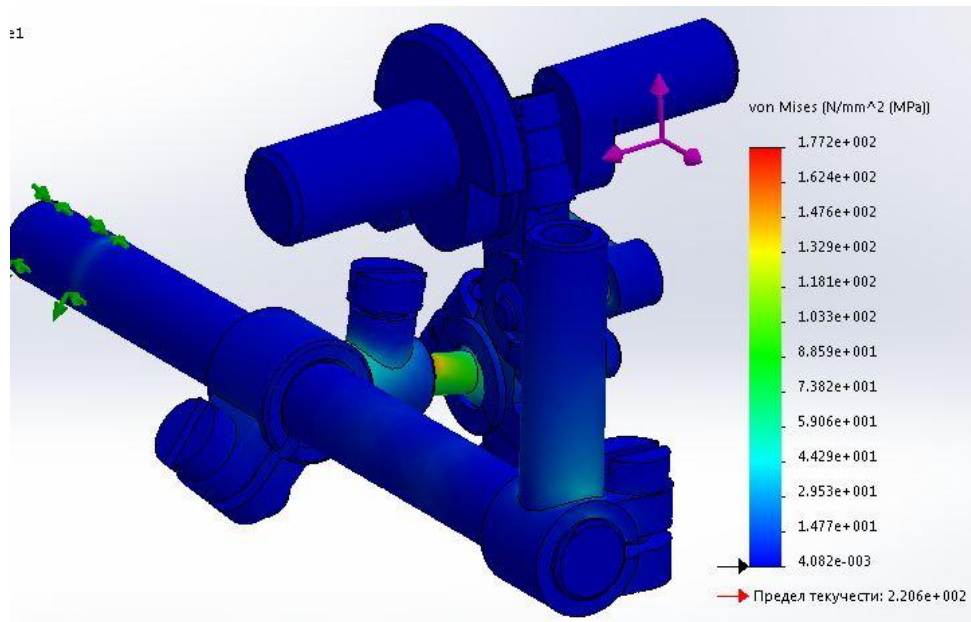


Рис. 36. Епюра напружень поверхонь деталей механізму петельника

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

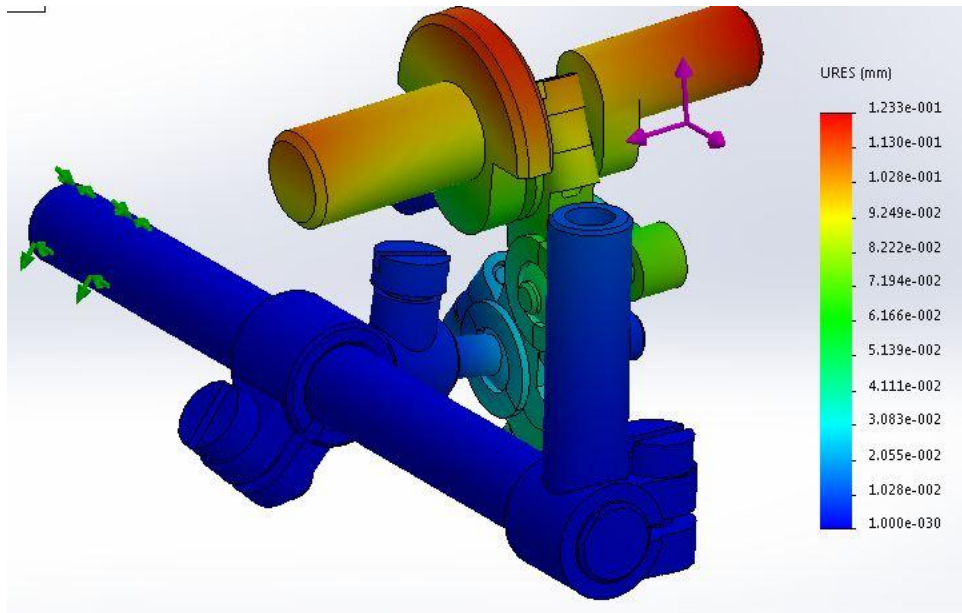


Рис. 37. Епюра переміщень поверхонь деталей механізму петельника

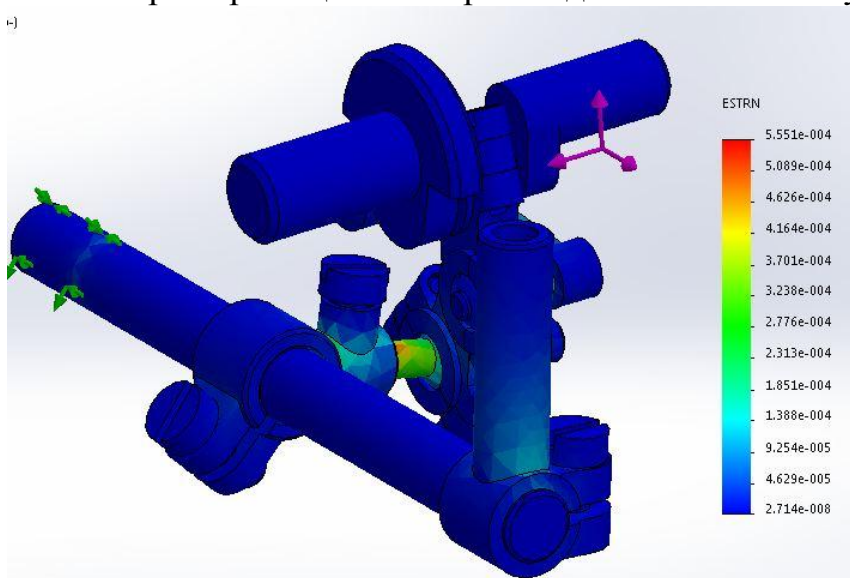


Рис. 38. Епюра деформацій поверхонь деталей механізму петельника

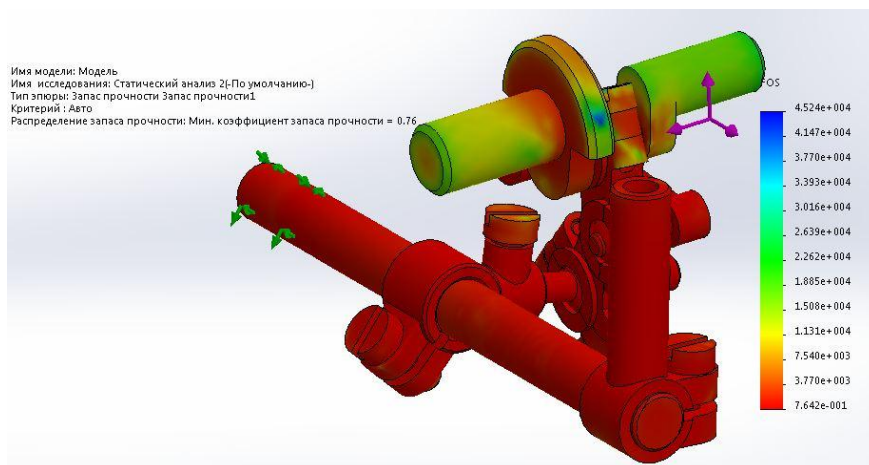


Рис. 39. Епюра коефіцієнтів запасу міцності

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Результати дослідження приведені в таблиці 5, як видно з епюр 35-39 найбільше навантаження припадає на сферичний палець коромисла.

Таблиці 5

Максимальні значення динамічних параметрів

	Δ , мм	σ , МПа	k_{\min}	ϵ
Механізм петельника	0,12	177,2	0,76	$5,5 \cdot 10^{-4}$

Як видно з результатів дослідження найбільше навантаження сприймає сферичний палець коромисла, тому з метою зменшення величини напруження та збільшення коефіцієнту запасу міцності збільшимо конструктивно товщину небезпечного перерізу на 20%.

Для досягнення мінімального значення коефіцієнту запасу міцності більшим 1.

Для перевірки припущень проведемо додаткові дослідження.

Результати динамічного аналізу наведені на рис. 40-44.

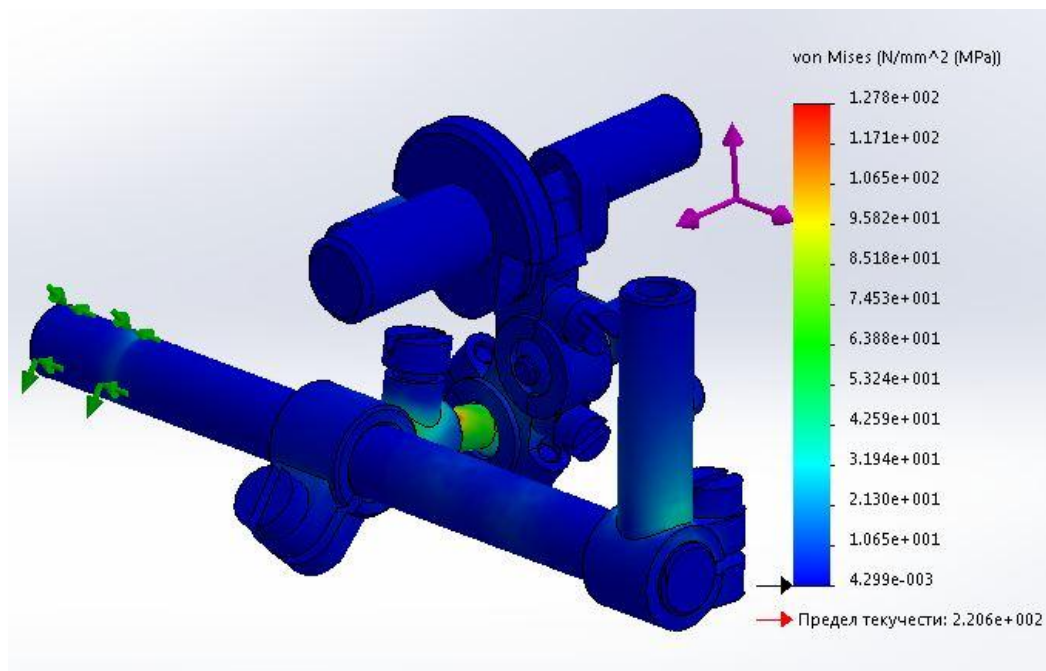


Рис. 40. Епюра напружень поверхонь деталей механізму петельника

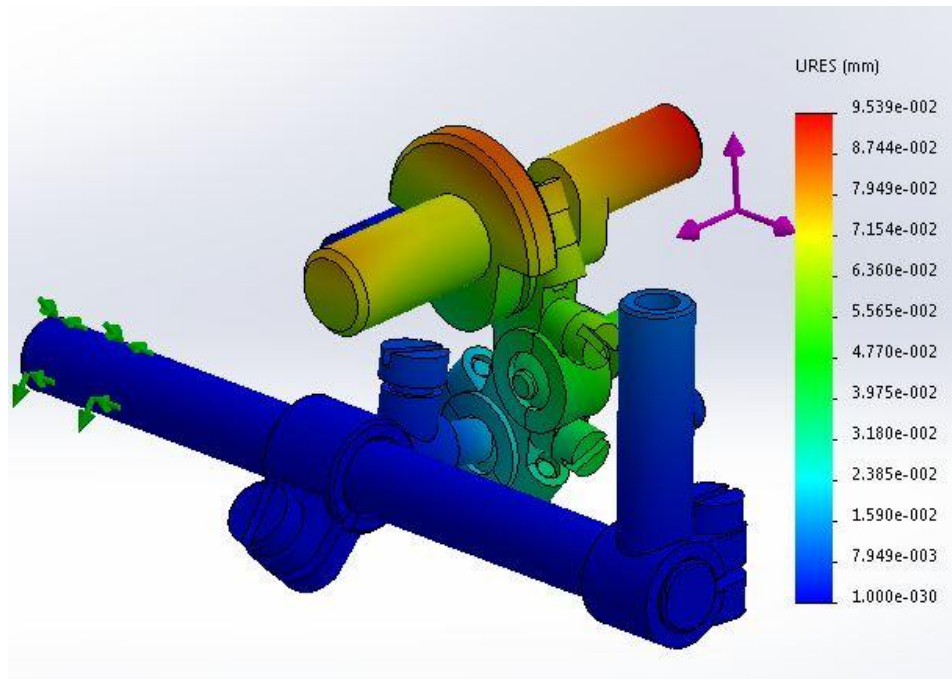


Рис. 41. Епюра переміщень поверхонь деталей механізму петельника

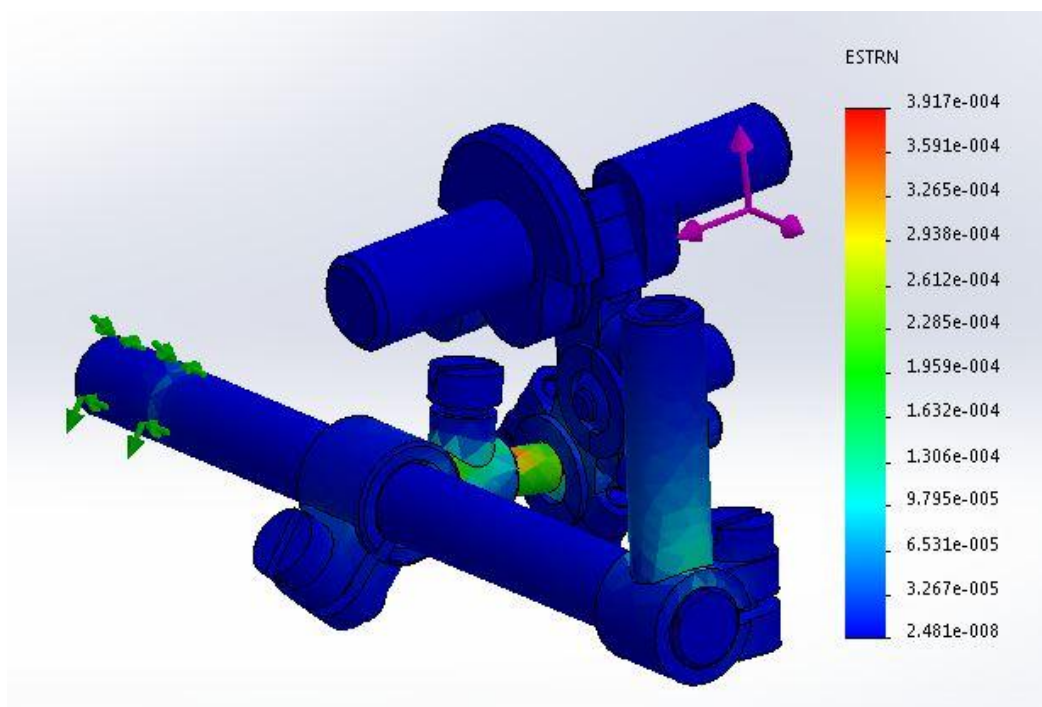


Рис. 42. Епюра деформацій поверхонь деталей механізму петельника

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

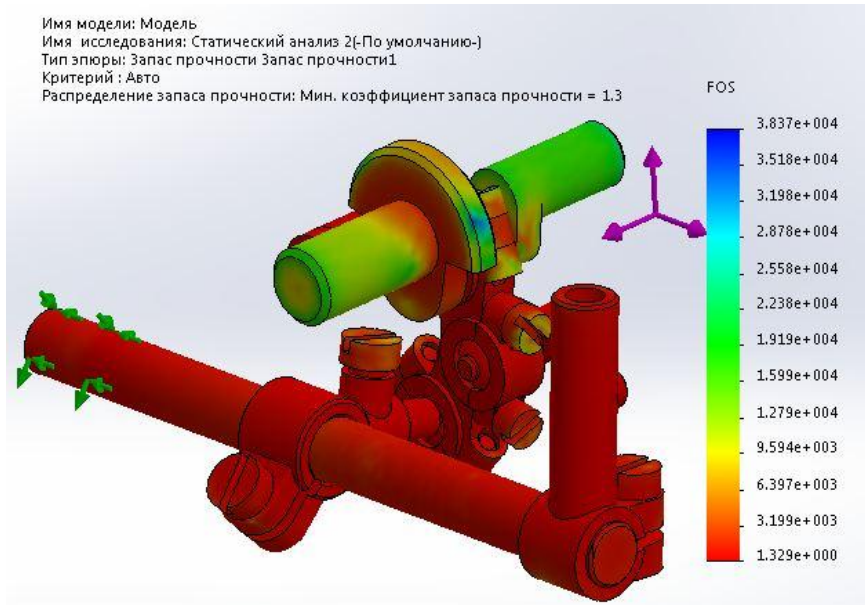


Рис. 43. Епюра коефіцієнтів запасу міцності

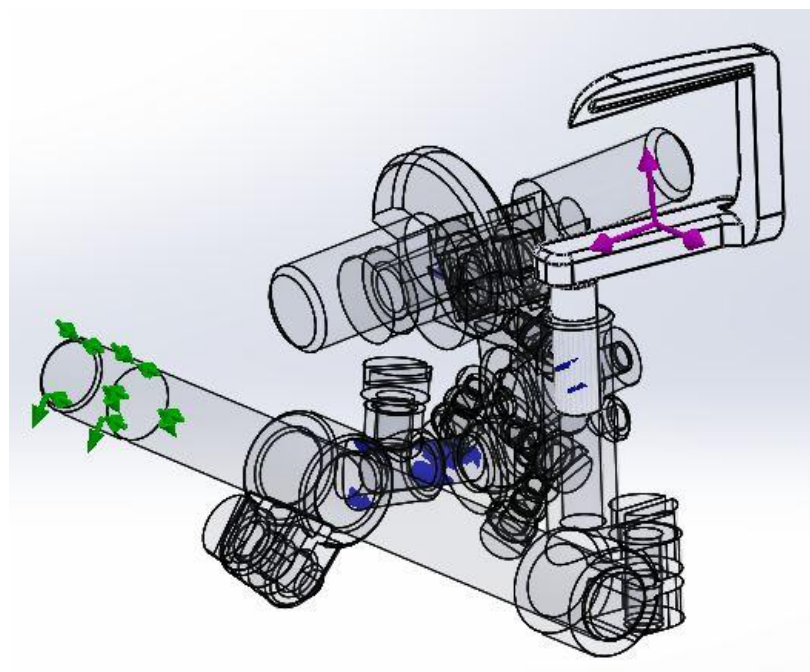


Рис. 44. Епюра зон найбільших навантажень

Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ

Арк.

Параметри навантаження ланок механізму наведені в таблиці

Таблиці 5

Максимальні значення динамічних параметрів

	Δ , мм	σ , МПа	k_{\min}	ε
Механізм петельника	0,095	127,8	1,33	$3,9 \cdot 10^{-4}$

Аналізуючи отримані результати можна сказати, що умова міцності для ланок механізму петельника витримується.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В результаті роботи було виконано:

1. Розроблено конструкцію нового механізму петельника, з одним кінематичним ланцюгом, який може бути застосований для реалізації двохниткових та багатониткових ланцюгових стібків і бути застосованим для модернізації ряду 876 кл..
2. Отримані функції положення нового механізму петельника, визначено вплив параметрів ланок механізмів на траєкторію носика петельника.
3. Отримані раціональні параметри ланок механізму, які задовольняють умови технологічного процесу утворення багатолінійних ланцюгових стібків.
4. Виконано силовий розрахунок та перевірку деталей на міцність, що підтвердило доцільність вибраної конструкції.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А.С. СРСР 662638 (1979), механізм петлителя швейної машини, ОППОТЗ. № 18 ,.
2. Артоболевский І. І., Левітскій Н. І., Черкудінов С. А. (1959), Синтез плоских механізмів, Москва, МГІФМЛМ. Тисячі вісімдесят чотири с.
3. Горобець В. А. Манойленко О. П., Дворжак В.М., (2013), Дослідження впливу значень параметрів Напрямна механізму голки на его технологічність, Вісник ХНУ, Технічні науки, 2013, № 3, С. 56-62.
4. Кожевников С. М (1969), Теорія механізмів і машин, Москва, «Машинобудування», 584 с.
5. Боренштейн Ю. П. (1978), Механізми для відтворення складного профілю. Довідковий посібник, Ленінград, «Машинобудування», 232с.
6. Дворжак В.М. (2016), Схемотехнічне моделювання кінематичних схем просторова чотіріланкових кривошипно-Коромислова механізмів технологічних машин, Вісник КНУТД, 2016, № 2 (96), С. 16-26.
7. ГОСТ 2.118-73 Межгосударственный стандарт единая система конструкторской документации техническое предложение.
8. ГОСТ 2.119-73 ЕСКД. Эскизный проект
9. ГОСТ 2.120-73 ЕСКД. Технический проект
10. ГОСТ 2.703-68. ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем
11. Анурьев В.И. – Справочник конструктора – машиностроителя в 3-х томах – М.:Машиностроение .-1979.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

12. В.О.Пищиков, Б.В.Орловський «ПРОЕКТУВАННЯ ШВЕЙНИХ МАШИН»: Навчальний посібник для вищих навчальних закладів за спеціальністю «Обладнання легкої промисловості та побутового обладнання». – К.: Видавничо-поліграфічний дім «Формат». – 2007. – 320 с., іл. 154.

13. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин./Н.Ф. Киркач ; Р.А.Баласян. – Х.: Основа, 1991. – 276с.

14. України №81771, МПК: D05B57/00; D05B71/00, 2013 р. Механізм петельників швейної машини.

15. ДСТУ ISO 4915:2005. Матеріали текстильні; Типи швів. Класифікація та термінологія (ISO 4915- 1991, IDT) / В. Крисько (пер.і наук.-техн.ред.). — Офіц. вид — К. : Держспоживстандарт України, 2006. — IV, 46с. — (Національний стандарт України).

16. ГОСТ 2.118-73 Межгосударственный стандарт единая система конструкторской документации техническое предложение.

17. Чернин М.И. и др. - Расчеты деталей машин(справочник). –Минск, 1974.

18. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин : [учеб. для вузов] / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с. – ISBN 5-02-013810-X.

19. ГОСТ 8908-81 Нормальные углы;

20. ГОСТ 6636-69 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры.

21. ГОСТ 2.308 – 79 ЕСКД Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

22. Бондар, Катерина Іванівна Довідник швейного обладнання провідних фірм [Текст] : навч. посіб. для студ. вищих навч. закладів / К. І. Бондар, Т. Д. Терещенко, В. С. Дубач. - Хмельницький : ХНУ, 2010. - 214 с. - ISBN 978-966-330-107-5

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

23. Маракушев, Є. О. Швидкісні швейні машини [Текст] / Є. О. Маракушев. - К. : Техніка, 1971. - 146 с. –

24. Kansai spesial - мировой лидер технологий цепного стежка [Текст] // Швейная промышленность. - 2012. - N 2. - С. 15-16 : рис. . - ISSN 0132-0955

25. «Типовими нормами належності вогнегасників» Наказ №151 від 02.04.2004 Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків чорнобильської катастрофи.

26. Патент України №81771 Механізм петельників швейної машини. Горобець В.А., Манойленко О.П. МПК: D05B57/00; D05B71/00, 2013 р.

27. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation . Как решать практические задачи / Андрей Алямовский. — СПб.: БХВ-Петербург, 2012. — 448 с.

28. Дударева Н.Ю., Загайко С.А. Solid Works 2009 на примерах – СПб.: БХВ-Петербург, 2009. – 544 с.

29. Сологуб А.В. Solid Works 2007: технология трехмерного моделирования /А.В. Сологуб, З.А. Сабирова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 352 с.

					ДБП 876(В) кл. 00.00. ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		