

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ  
Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій  
Кафедра прикладної механіки та машин

**ДИПЛОМНА РОБОТА**

на тему

Аналіз впливу геометричних параметрів на динаміку в'язального механізму  
автомату штучних трикотажних виробів

Виконала студентка групи БПМ-17  
спеціальності 131 Прикладна механіка  
Мелашенко В.В.  
Науковий керівник Березін Л.М.  
Рецензент Ковальов Ю.А.

Київ 2021

## АНОТАЦІЯ

Мелашенко Владислав Віталійович: "Аналіз впливу геометричних параметрів на динаміку в'язального механізму автомату штучних трикотажних виробів". – Рукопис. Бакалаврська дипломна робота на здобуття бакалавра за спеціальністю 131 Прикладна механіка за освітньою програмою «Прикладна механіка», Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2021.

- актуальність полягає у дослідженні та вдосконаленні конструкцій в'язального механізму панчішних автоматів, а саме конструкції клинів (підйому та опускання);
- мета – вдосконалення механізмів в'язання панчішних автоматів з застосуванням систем автоматизованого проєктування ;
- завдання бакалаврської роботи – полягає у конструкторських рішеннях, які направлені на збільшення надійності деталей механізму приводу;
- загальна характеристика бакалаврського дипломного проєкту – робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку літератури та додатків; обсяг пояснювальної записки становить \_\_ аркішів формату А4; зокрема \_\_ рисунків, \_\_ таблиць; список літератури складається з \_\_ джерел, графічна частина складається з \_\_ аркушів креслень формату А1

**Ключові слова:** механізм в'язання, панчішний автомат; визначення міцності клинів.

## SUMMARY

Vladislav Melashenko: "Analysis of the influence of geometric parameters on the dynamics of the knitting mechanism of the machine of artificial knitwear". - Manuscript. Bachelor's thesis for a bachelor's degree in the specialty 131 Applied Mechanics in the educational program "Applied Mechanics", Kyiv National University of Technology and Design, Kyiv, 2021. • relevance lies in the study and improvement of the design of the knitting mechanism of hosiery machines, namely the design of wedges (lifting and lowering); • goal - to improve the mechanisms of knitting hosiery machines using computer-aided design systems; • the task of the bachelor's work - is the design solutions, which are aimed at increasing the reliability of the parts of the drive mechanism; • general characteristics of the bachelor's thesis project - the work consists of an introduction, three sections, conclusions, bibliography and appendices; the volume of the explanatory note is \_\_ sheets of A4 format; in particular \_\_ figures, \_\_ tables; bibliography consists of \_\_ sources, the graphic part consists of \_\_ sheets of drawings in A1 forma.

**Key words:** knitting mechanism, hosiery machine; determining the strength of wedges.

## ВСТУП

Важливим напрямком підвищення якості трикотажного обладнання, а з ним і якості продукції, що випускається, є вдосконалення конструкцій вузлів і механізмів в'язальних машин і автоматів, спрямоване на підвищення ефективності їх використання у виробництві (підвищення продуктивності і якості трикотажного полотна).

Тому питання підвищення ефективності процесу змащення механізмів в'язання є одним з питань, які потребують подальшого вивчення, з метою вдосконалення в'язальних машин.

До теперішнього часу, удосконалення змащення механізмів в'язання трикотажних машин здійснювалося шляхом розробки більш ефективних пристроїв змащення пар тертя механізму в'язання, а також розробки нових мастильних матеріалів.

Як показують дослідження, підвищення ефективності змащення механізму в'язання в'язальних машин може бути досягнуто також шляхом вдосконалення конструкцій його робочих органів (голок, штег, клинів) і самого механізму. Однак цим питанням практично ніхто не приділяв уваги.

Перспективним напрямку удосконалення діючих і створення нових типів круглов'язальних машин є подальше підвищення їхньої продуктивності за рахунок збільшення числа в'язальних систем та швидкості в'язання, а також підвищення якості полотна за рахунок скорочення відмов робочих органів механізму в'язання (голок і клинів).

Стримуючим фактором у вирішенні цієї проблеми є динамічні навантаження, що виникають у механізмі в'язання в результаті ударної взаємодії голок і клинів.

Практика створення та експлуатації круглов'язальних машин показує, що основним фактором, що стримує подальший їхній розвиток, є недосконалість конструкцій робочих органів (голок і клинів), що спричиняє значні динамічні навантаження в механізмі в'язання, і, таким чином, негативно впливає на продуктивність машин і якість трикотажного полотна.

Проблема зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання круглов'язальних машин, незважаючи на наявні досягнення в її вирішенні, все ще залишається актуальною. До цього часу відсутні комплексні дослідження впливу конструкцій голок і клинів на величину динамічних навантажень у механізмах в'язання. Існуючі теоретичні основи і інженерні методи проектування робочих органів круглов'язальних машин, що спрямовані на зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання, вимагають уточнень і доробок. Все це підтверджує актуальність наукових досліджень по подальшому розвитку теорії динамічних процесів в механізмах в'язання круглов'язальних машин та зниженню динамічних навантажень у механізмах в'язання шляхом удосконалення їх робочих органів.

Тому задачею цієї бакалаврської роботи є аналізу конструкцій клина і визначення характеристик міцності в залежності від конструктивних параметрів деталей в'язальної системи.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

В роботі пропонується дослідити конструктивні параметри клинів трикотажних машин та проаналізувати їх міцність.

*Актуальність роботи* – полягає в розробці раціональної конструкції клинів в'язальної системи з підвищеною міцністю, що забезпечить довговічність роботи та високу надійність.

*Задачею дослідження є:*

- аналітичний огляд відомих конструкцій клинів трикотажних машин з підвищеними характеристиками;
- силовий аналіз механізму крючкових голок;
- динамічний аналіз механізму крючкових голок;
- визначення масо-інерційних показників деталей механізму крючкових голок;
- розробка конструкцій ланок та виконання порівняння динамічних навантажень в механізмі.

Об'єкт дослідження – процес утворення основов'язального полотна на машинах типу ОВ 7.

Предмет дослідження – закони руху робочих органів та параметри ланок механізмів.

Методика досліджень – при визначені параметрів механізмів використано загальну методику проєктування трикотажних машин, в основу, якого покладена теорія деталей машин. Теоретичні дослідження базуються на основних положеннях теорії механізмів і машин, теоретичної механіки, математичному моделюванні, аналізу оптимізації, математичних методів аналітичної геометрії та теорії надійності.

Наукова новизна та цілісність отриманих результатів полягає в розробці методики проєктування в'язальних систем панчішних автоматів.

Практична значимість. Запропонована конструкція клинів може бути застосована в в'язальній системі панчішних автоматів, що дозволяє покращити динамічні характеристики, надійність роботи.

# РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЇ КЛИНІВ, ЩО СПРИЯЮТЬ З ПІДВИЩЕННЮ НАЙНОСТЮ

## 1.1. Розробка конструкції клинів, що сприяють підвищенню ефективності змащення пар тертя п'ятки голок-клин

### 1.1.1. Клин з глухим отвором і канавками для змащення, розташованими в зоні робочої поверхні

Недолік відомих конструкцій клинів в'язальних машин є низька ефективність змащення пара тертя п'ятка голки-клин, обумовлений гладкою поверхнею клина, з якої масляна плівка легко стирається п'яткою голки в процесі

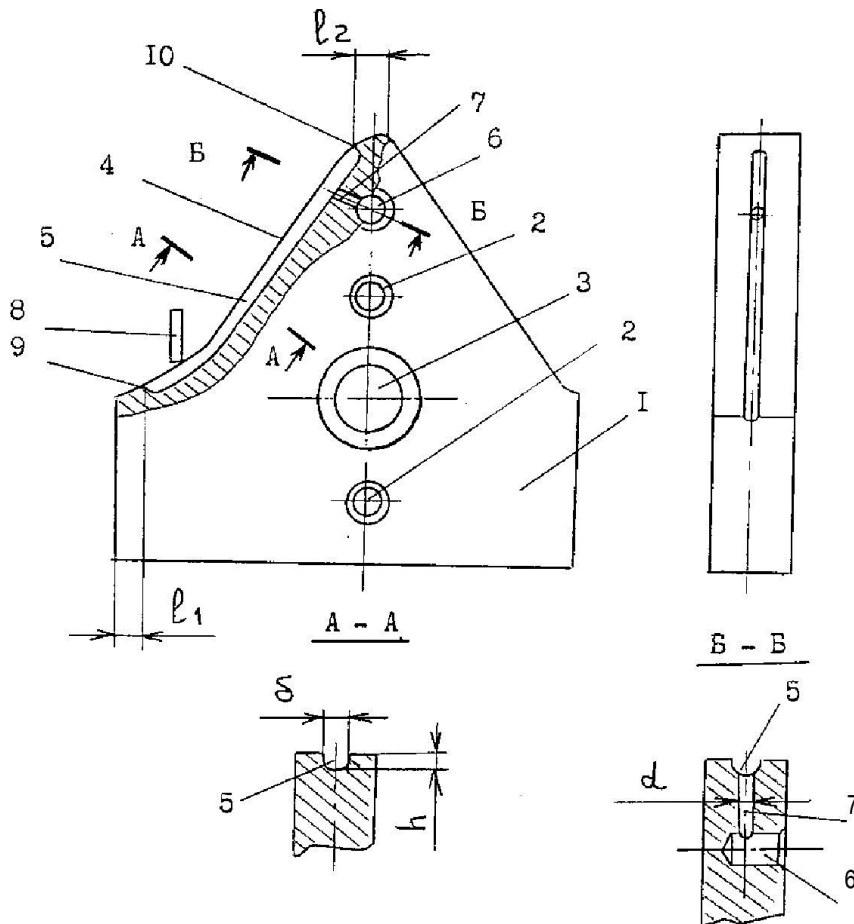
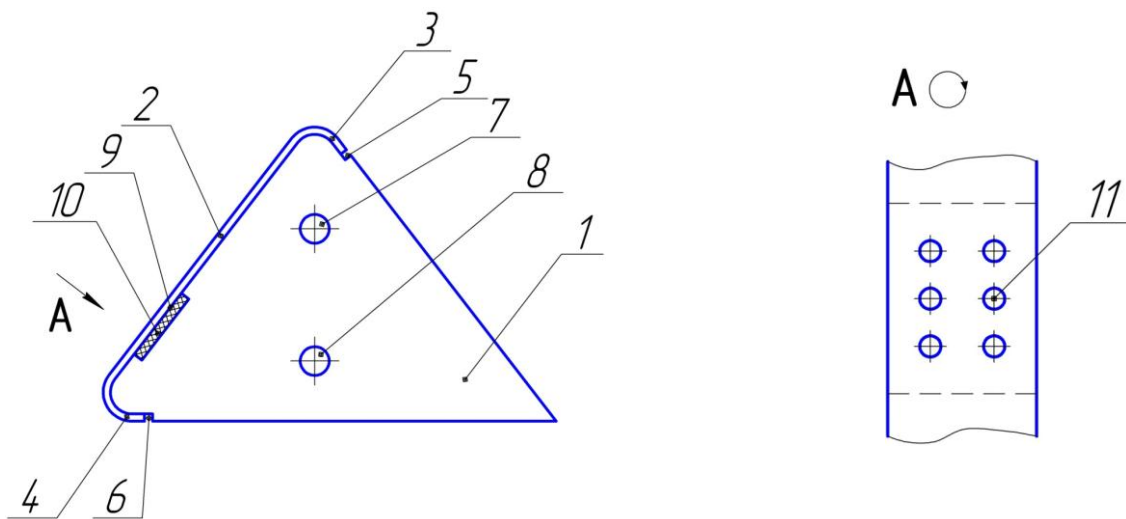


Рис. 1. Клин в'язальної машини з підвищеною ефективністю змащення

### 1.1.2. . Клин з пружною пластиною із гігроскопічною вставкою з мастилом

В основу розробки нової конструкції клина, що сприяє підвищенню ефективності змащення пари тертя голка-клин авторами була покладена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів і їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що клин (рис. 2), який на відміну від відомої конструкції клинів в'язальної машини, додатково забезпечений гігроскопічною вставкою з мастилом, розташованою в зазорі, при цьому пружна пластині забезпечена наскрізними круглими отворами, які розташованими в зоні зазору.



**Рис. 2.** Клин в'язальної машини з пружною і гігроскопічною вставкою з мастилом

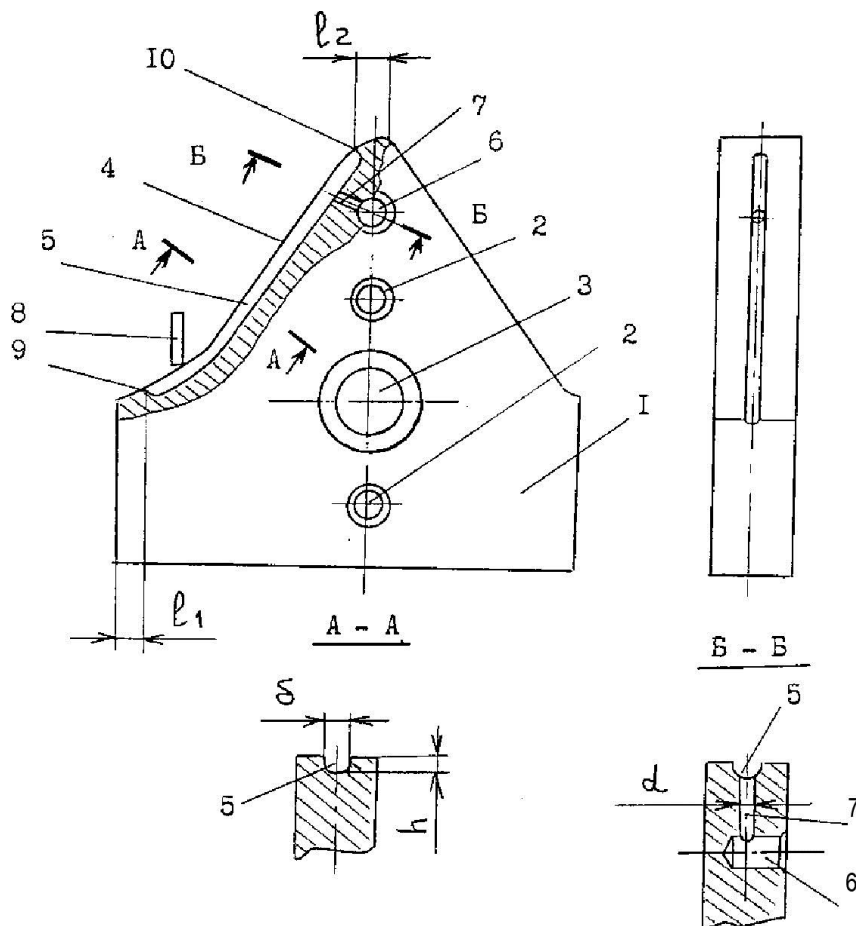
Додаткове оснащення клина в'язальної машини гігроскопічною вставкою з мастилом і оснащення пластини наскрізними круглими отворами, розташованими в зоні гігроскопічної вставки, дозволяє підвищити ефективність змащування робочої поверхні клина (в процесі роботи в'язальної машини мастило, що знаходиться в гігроскопічній вставці під тиском пластини, обумовленим взаємодією голок з клином, через наскрізні отвори потрапляє на робочу поверхню

клина і, таким чином, зменшує силу тертя пари голка-клин). що призводить до підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

Запропонований клин в'язальної машини (див. рис. 2) містить корпус 1 з робочою поверхнею, виконаної у вигляді знімної пластини 2, встановленої в корпусі 1 з можливістю знімання. З цією метою кінці пластини 2 мають відгини 3, 4, а корпус 1 містить гнізда 5 та 6, в яких вони розташовуються. Корпус 1 містить два отвори 7, 8, за допомогою яких він кріпиться до блоку в'язальної системи (на рис. 2 вони не показані). Між корпусом 1 і знімною пластиною 2, в нижній частині клина (зона ударної взаємодії голки з робочою поверхнею) є зазор 9, в якому

**Клин з наскрізним пазом, розташованим паралельно робочій грані**

Недоліком відомого клина в'язальної машин є низька ефективність змащення пар тертя п'ятка голки-клин, обумовлена гладкою суцільною робочою

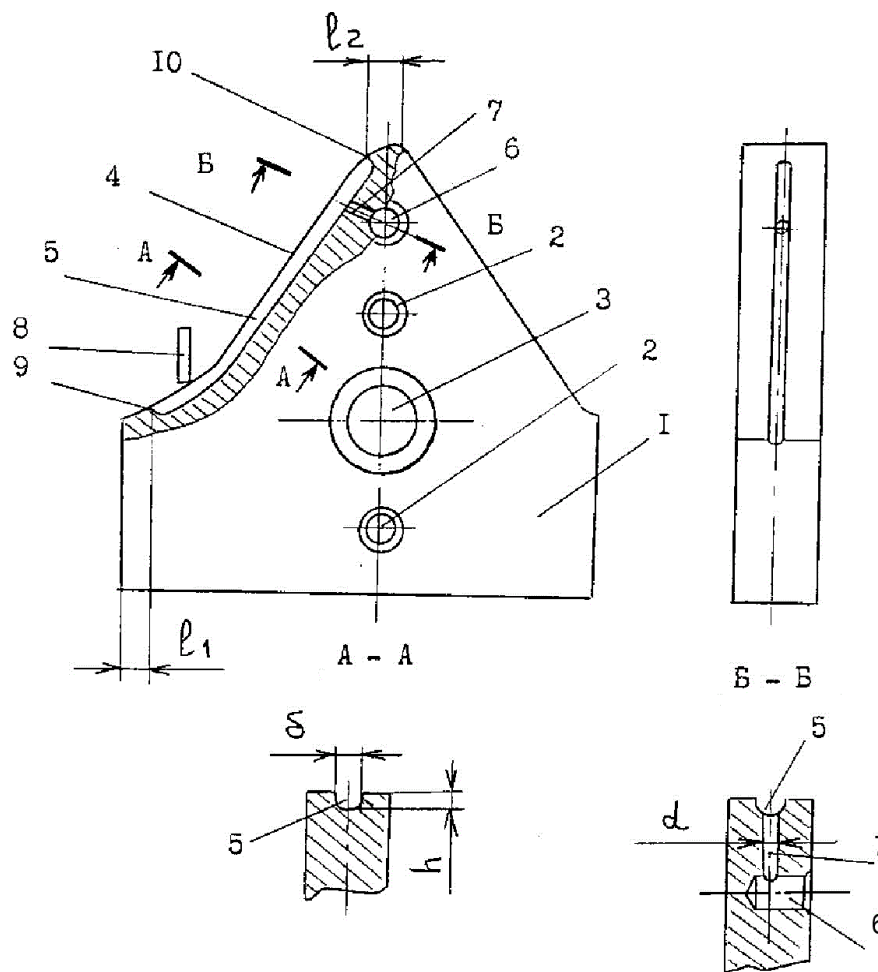


**Рис. 3.** Клин в'язальної машини з наскрізним пазом, розташованим паралельно робочій грані



### 1.1.3. Клин з паралельними канавками, розташованими в робочій грані

Запропонований клин в'язальної машини (рис. 4.) містить корпус 1 з робочою гранню 2. кріпильні отвори 3 та щонайменше дві паралельні канавки 4, які розташовані в робочій грані 2 по всій її довжині. Розташування та розміри канавок вибираються із співвідношень:  $\Delta = (0,1 \dots 0,2)b$  мм;  $\delta = (0,2 \dots 0,3)b$ ;  $t = (0,2 \dots 0,3)b$ .



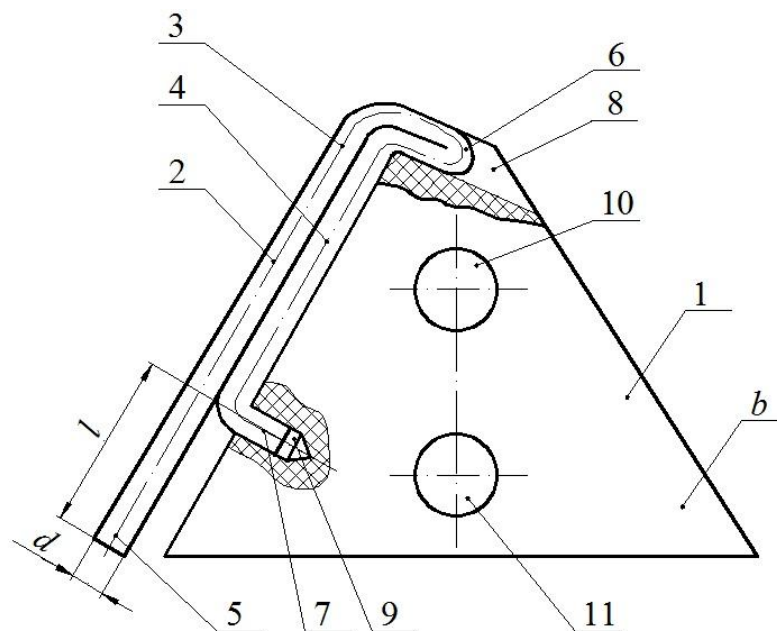
**Рис. 4.** Клин в'язальної машини з паралельними канавками, які розташовані в робочій грані

Принцип роботи клина в'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні в'язальної машини п'ятка голки (на рис. 4.19 не показана) взаємодіє з робочою поверхнею грані 2, в канавки 4 яких заздалегідь поступає мастило (на рис. 4 не показано).

В процесі в'язання канавки 4 заповнюються пухом від сировини, що переробляється, який в поєднанні з мастилом утворює ефект „гнотового” змащення. Мастило поступає в зону тертя пари п'ятка голки-клин, що підвищує ефективність змащення пари тертя та забезпечує підвищення довговічності роботи клина.

Вказане сприяє підвищенню ефективності змащення однієї з основних пар тертя механізму в'язання, якою є пара п'ятка голки-клин, що знижує споживання машиною потужності за рахунок зниження втрат тертя, підвищує продуктивність в'язальної машини, якість вироблюваного трикотажного полотна та забезпечує підвищення довговічності роботи клина.

#### 1.1.4. Клин з робочий елемент, виготовлений з сталевго пружинного дроту



**Рис. 5.** Клин з робочий елемент, виготовлений з сталевго пружинного дроту

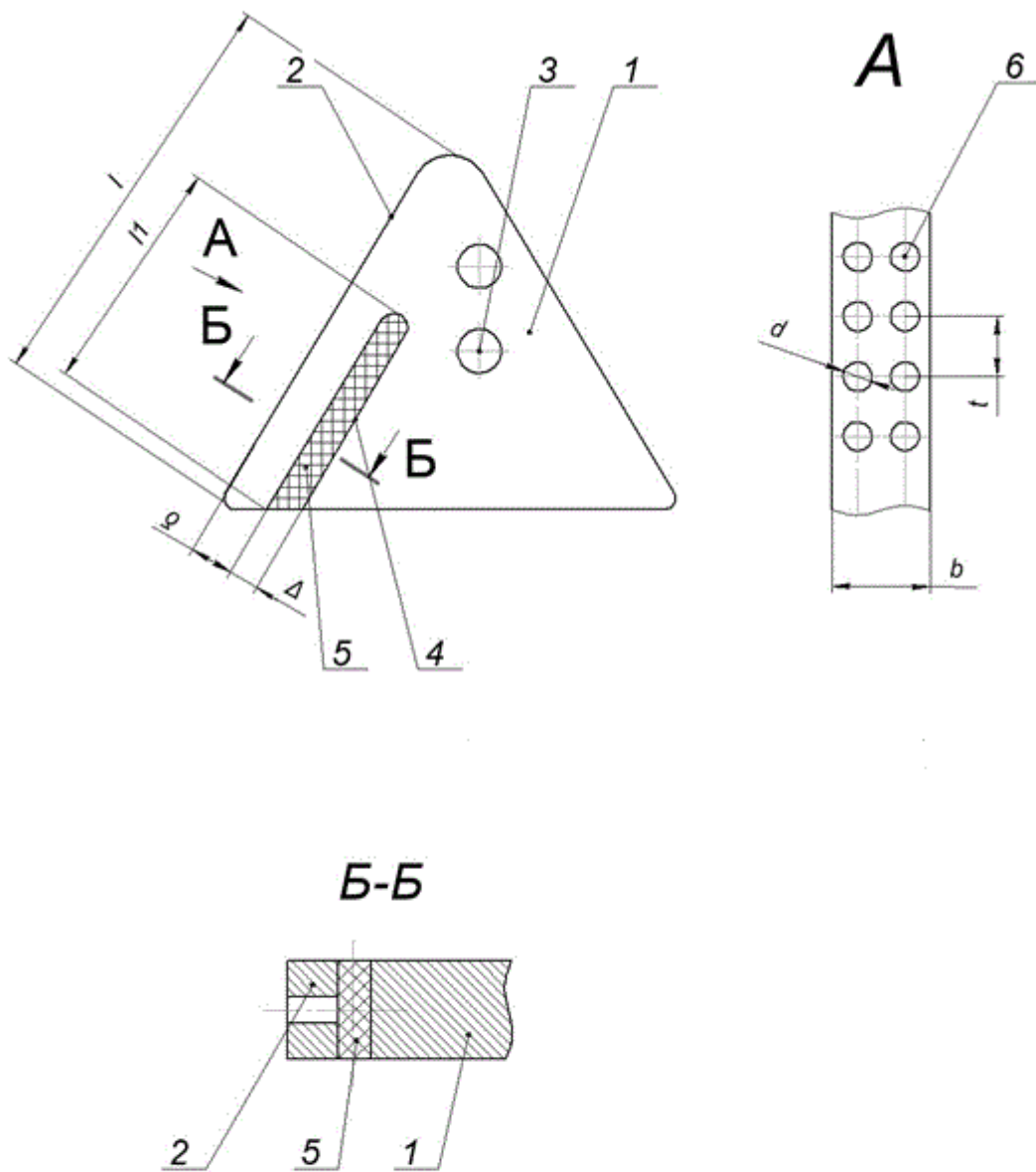
Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на кресленні не показані), починають обертатися. При цьому голки вступають у

взаємодію з робочим елементом 2, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Вільне розташування консолі 5 над корпусом 1 дозволяє знизити динамічні навантаження в зоні взаємодії голок з клином, що забезпечує підвищення довговічності його роботи. Вибір довжини консолі 5 із співвідношення  $l = (5,0 \dots 8,0)d$  забезпечує раціональне зниження контактних напружень, які виникають в процесі взаємодії голок з клинами в'язальної машини.

### **1.1.5. Кли́н обладнаний наскрізним пазом, розташованим паралельно робочій грані, повстяним елементом, встановленим в наскрізному пазу та мастильними отворами, розташованими зі сторони робочої грані в зоні повстяного елемента**

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус з робочою поверхнею [60, с. 46, рис. 2.4]. Недоліком клина в'язальної машин є низька ефективність змащення пар тертя п'ятка голки-клин, обумовлена гладкою суцільною робочою поверхнею грані клина, з якої масляна плівка легко стирається п'ятками голок в процесі роботи машини. Недостатня ефективність змащення зони тертя п'яток голок і робочої поверхні клину призводить до збільшення втрат тертя, зношення робочої поверхні клина та збільшення динамічних навантажень, що діють на клин та голку. Все це обумовлює інтенсивне зношення клина, що негативно позначається на продуктивності машини та якості трикотажного полотна.

На рис. 6 представлено загальний вид клина в'язальної машини. Клин в'язальної машини містить корпус 1 з робочою гранню 2 та кріпильними отворами 3. Клин в'язальної машини обладнаний наскрізним пазом 4, розташованим паралельно робочій грані 2, повстяним елементом 5, встановленим в наскрізному пазу 4 та мастильними отворами 6, розташованими зі сторони робочої грані 2 в зоні повстяного елемента 5.

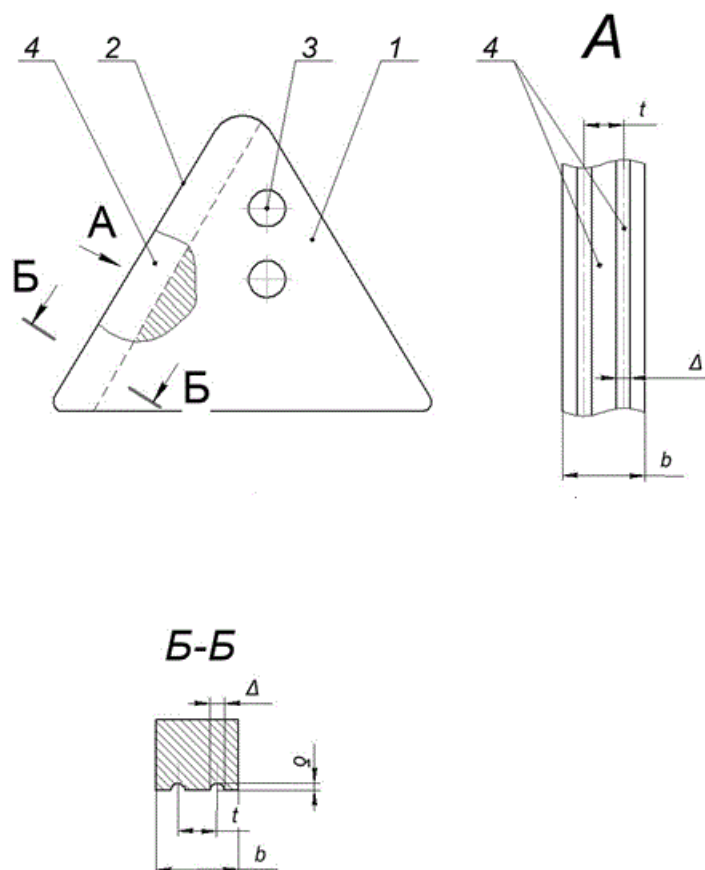


**Рис. 5.** Клин обладнаний наскрізним пазом, розташованим паралельно робочій грані, повстяним елементом, встановленим в наскрізному пазу та мастильними отворами, розташованими зі сторони робочої грані в зоні повстяного елемента

### 1.1.6. Кли́н з додатковими паралельними канавками, які розташованими в робочій грані по всій її довжині

На рис. 7 представлено загальний вид клина в'язальної машини. Кли́н в'язальної машини містить корпус *1* з робочою гранню *2*, кріпильні отвори *3* та щонайменше дві паралельні канавки *4*, розташовані в робочій грані *2* по всій її довжині. Розташування та розміри канавок вибираються із співвідношень:  $\Delta = (0,1 \dots 0,2)b$  мм;  $\delta = (0,2 \dots 0,3)b$ ;  $t = (0,2 \dots 0,3)b$ ,

Принцип роботи клина в'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні в'язальної машини п'ятка голки (на рис. 7 не показана) взаємодіє з робочою поверхнею грані *2* в канавки *4* яких заздалегідь поступає мстило (на рис. 4.22 не показано).



**Рис. 7.** Кли́н з додатковими паралельними канавками, які розташовані в робочій грані по всій її довжині

В процесі в'язання канавки 4 заповнюються пухом від сировини, що переробляється, який в поєднанні з мастилом утворює ефект „гнотового” змащення. Мастило поступає в зону тертя пари п'ятка голки-клин, що підвищує ефективність змащення пари тертя та забезпечує підвищення довговічності роботи клина.

Висновки за розділом 1. Проведений аналітичний огляд нових конструкцій клинів в'язальної системи дозволяє визначити найбільш раціональну конструкцію для проектування в'язального обладнання а також модернізації діючого.

## РОЗДІЛ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХААРКТЕРИСТИК В'ЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ АВТОМАТУ ОЗД

### 2.1. Постановка експерименту та прийняті припущення

Деталізація питання динамічної взаємодії рухомих відносно голечниці голок з клинами замкової системи в'язальних механізмів винесена по за межі розгляду монографії, оскільки автор користувався результатами чисельних досліджень авторитетних вчених та спеціалістів, доробки яких представлено в спеціальній ретроспективній бібліографії.

Відмінність від відомих робіт полягала в урахуванні сили опору  $F_o$  руху голки в пазу, яка створюється штучно для перешкоджання довільного її опускання в голковому пазу. Сила  $F_o$  є рівнодійною наступних сил:

- рівномірно розподіленою по лінії контакту реакції, яка виникає в результаті введення голки в паз циліндру з підігнутим стержнем;
- додатковими складовими реакцій, які виникають при дії клина на п'ятку голки;
- тиском пружних поясків з виникненням, як наслідок, сил тертя.

### 2.2. Визначення величини динамічних навантажень в кінематичній парі голка-клин

Більш детально про розподіл сил, що діють в системі клин - голка - паз циліндру – в роботі [26]. Силою корисного опору, яка відповідає силі тертя старої петлі при її відтяжці нехтували, оскільки при ударі голка не сприймає дію нитки, що прокладається [105].

Залежність, яку використовували для визначення максимальних ударних навантажень, що виникають при ударі голки з нахиленими клинами має вид:

$$F_{max} = e^{-h \cdot t_{max}} \cdot V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\frac{m \cdot C_{np}}{(1 - \frac{\delta^2}{4\pi^2})(1 + K_c)}} + \frac{1}{1 + K_c} (F_o + 2h \cdot V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot m), \quad (1)$$

де  $m$  - маса голки;  $\alpha$  - кут нахилу профілю робочої поверхні клину до горизонталі;  $V_x$  - горизонтальна складова швидкості п'ятки голки, яка дорівнює лінійній швидкості точок на поверхні голкового циліндра з діаметром  $D$  при обертанні з частотою  $n (V_x = \frac{\pi n D}{60})$ ;  $K_c$  - коефіцієнт, що враховує вплив додаткової деформації згину голки в момент удару;  $h = b / 2m$  - коефіцієнт демпфірування, який характеризує процес затухання коливань;  $b$  - коефіцієнт демпфірування;  $C_{np}$  - приведена жорсткість голки при боковій та повздовжній взаємодії з нахиленим клином.

### 2.3. Планування експерименту та результат дослідження

Для оцінки навантаженості голки залежність (1) для динамічного розрахунку представляли у вигляді поліному, який отримували чисельно-аналітичним методом з використанням обчислювального експерименту. За фактори, що варіювали в рівнянні (1) в першій серії експерименту, приймали  $V_x$ ,  $\alpha$ ,  $m$ ,  $F_o$ ,  $K_c$ ,  $C_{np}$ ,  $h$ . Для побудови лінійної моделі застосовували повний факторний експеримент ( $u = 2^7$ ). Значення рівнів для кожного з факторів вибирали таким, щоб охопити всю гаму нових та перспективних конструкцій в'язальних механізмів. Кодування факторів виконували за формулою [89]:  $X_i = D_i - D_o / d$ , де  $X_i$  - кодоване значення фактора;  $D_i$ ,  $D_o$  - натуральні значення фактора на заданому та нульовому рівнях;  $d$  - інтервал варіювання.

За аналізом отриманих результатів зробили висновок про неадекватність лінійної моделі. Окрім того, встановлено, що ефект від зміни параметру  $h$  можна вважати незначним.

На другій стадії експерименту використовували модель другого порядку – рототабельний план Бокса на п'яти рівнях з однією напівреплікою. Фактори, їх



кодовані значення, інтервали та рівні варіювання зведені до табл. Д1.1 Додатку 1, матриця планування другої серії обчислень – в табл. Д1.2 Додатку 1. Реалізацію робочої матриці здійснювали при двох паралельних обчисленнях – в роботі застосовували метод, який базується на використанні помилок даних [38], які передбачуються рівнянням регресії за отриманими в результаті обчислювального експерименту розрахунками (табл. 1) за формулою (1).

В результаті обробки даних отримали наступні коефіцієнти рівняння регресії:

$$b_0=12,328; b_1=0,951; b_2=1,080; b_3=0,314; b_4=0,590; b_5=1,387; b_6=0,619; \\ b_{11}=0,063; b_{22}=0,175; b_{33}=0,059; b_{44}=0,094; b_{55}=0,065; b_{66}=0,009; b_{12}=0,242; \\ b_{13}=0,030; b_{14}= - 0,003; b_{15}= - 0,028; b_{16}=0,152; b_{23}=0,039; b_{24}= - 0,060; b_{25}= - \\ 0,028; b_{26}=0,176; b_{34}= - 0,036; b_{35}=0,026; b_{36}=0,007; b_{45}= \\ = - 0,097; b_{46}=0,042; b_{56}= - 0,026.$$

Встановлено, що вплив коефіцієнтів  $b_{11}$ ,  $b_{33}$ ,  $b_{66}$ ,  $b_{13}$ ,  $b_{14}$ ,  $b_{16}$ ,  $b_{23}$ ,  $b_{24}$ ,  $b_{25}$ ,  $b_{34}$ ,  $b_{35}$ ,  $b_{46}$ ,  $b_{36}$  та  $b_{56}$  є незначним. Відповідно отримали підсумкову залежність виду:

$$\bar{F} = 12,328 + 0,951 x_1 + 1,080 x_2 + 0,314 x_3 - 0,590 x_4 + 1,387 x_5 + 0,619 x_6 + 0,175 x_2^2 + \\ + 0,094 x_4^2 + 0,065 x_5^2 + 0,241 x_1 \cdot x_2 + 0,152 x_1 \cdot x_6 + 0,167 x_2 \cdot x_6 - 0,097 x_4 \cdot x_5. \quad (2)$$

При перевірці значущості коефіцієнтів та адекватності рівняння регресії використовували величину похибки  $\varepsilon = \frac{\hat{F} - \bar{F}}{\hat{F}} 100\%$ , за якою рівняння регресії передбачає значення навантаження  $\bar{F}$  в межах кожного дослід. За середнім значенням похибки експерименту  $\bar{\varepsilon}$  та значенням її в кожному досліді  $\varepsilon_i$  (табл. 1) обчислювали інтервал надійності похибки вимірювання [89] з ймовірністю 95% за формулою:

$$\varepsilon = \bar{\varepsilon} \pm \frac{t \cdot S_{\{\varepsilon\}}}{\sqrt{U \cdot u}},$$

де  $t$ - критерій Стюдента (при  $u=2$  та  $P=95\%$  отримали  $t=12,71[89]$ );  $S_{\{\varepsilon\}}$  - наближене значення похибки відтворення;  $U$  - число випробувань;  $u$  - число спостережень при кожному випробуванні.

Перехід до моделі з поіменними значеннями величин в рівнянні (2) виконували підстановкою виразу  $X_i$  за формулами перетворень:

$$\begin{aligned} \bar{F} = & 12,55 - 5,164V_x - 0,460\alpha + 4,984 \cdot 10^3 m + 20,829K_C + 0,149F_o - \\ & - 1,142 \cdot 10^{-4} C_{np} + 4,395 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + 53,288K_C^2 + 0,055F_o^2 + 0,182V_x \cdot \alpha + \\ & + 6,892 \cdot 10^{-5} V_x \cdot C_{np} + 2,521 \cdot 10^{-6} \alpha \cdot C_{np} - 2,119K_C \cdot F_o. \end{aligned} \quad (3)$$

Отримана поліноміальна модель дозволяє визначати ударні навантаження в системі клин - голка - паз при будь-яких значеннях факторів в зазначених умовою межах, розглядати навантаження як функцію випадкових аргументів, встановлювати степінь впливу різних факторів на величину навантаження.

Таблиця 1

Фактори, їх кодовані значення, інтервали та рівні варіювання

Фактори	Рівні варіювання					Інтервали варіювання
	-2,378	-1	0	+1	+2,378	
$V_x$ - колова швидкість циліндру, м/с ( $X_1$ )	0,55	0,84	1,05	1,26	1,55	0,21
$\alpha$ - кут нахилу профилу клина до горизонталі, град. ( $X_2$ )	25	33,69	40	46,31	55	6,31
$m$ - маса голки, кг $\times 10^{-3}$ ( $X_3$ )	0,45	0,537	0,6	0,663	0,75	0,063
$K_C$ - коефіцієнт, який враховує вплив додаткової деформації згину стержня голки в момент удару, ( $X_4$ )	-0,3	-0,242	-0,2	-0,158	-0,1	0,042
$F_o$ - сила опору руху голки в пазу, Н ( $X_5$ )	3,8	5,31	6,4	7,49	9,0	1,09
$C_{np}$ - приведена жорсткість системи клин-голка-паз,	1,50	2,45	3,5	4,55	6,0	1,0

$H/M \times 10^4 (X_6)$						
-------------------------	--	--	--	--	--	--

Таблиця 2. Матриця планування

№ п/п	Фактори					
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_5$	$X_6$
1	2	3	4	5	6	7
1	+	+	+	+	+	+
2	-	+	+	+	+	-
3	+	-	+	+	+	-
4	-	-	+	+	+	+
5	+	+	-	+	+	-
6	-	+	-	+	+	+
7	+	-	-	+	+	+
8	-	-	-	+	+	-
9	+	+	+	-	+	-
10	-	+	+	-	+	+
11	+	-	+	-	+	+
12	-	-	+	-	+	-
13	+	+	-	-	+	+
14	-	+	-	-	+	-
15	+	-	-	-	+	-
16	-	-	-	-	+	+
17	+	+	+	+	-	-
18	-	+	+	+	-	+
19	+	-	+	+	-	+
20	-	-	+	+	-	-
21	+	+	-	+	-	+
22	-	+	-	+	-	-
23	+	-	-	+	-	-
24	-	-	-	+	-	+
25	+	+	+	-	-	+

26	-	+	+	-	-	-
27	+	-	+	-	-	-
28	-	-	+	-	-	+
29	+	+	-	-	-	-
30	-	+	-	-	-	+
31	+	-	-	-	-	+
32	-	-	-	-	-	-
33	-2,378	0	0	0	0	0
34	+2,378	0	0	0	0	0
35	0	-2,378	0	0	0	0
36	0	+2,378	0	0	0	0
37	0	0	-2,378	0	0	0
38	0	0	+2,378	0	0	0
39	0	0	0	-2,378	0	0
40	0	0	0	+2,378	0	0
41	0	0	0	0	-2,378	0
42	0	0	0	0	+2,378	0
43	0	0	0	0	0	-2,378
44	0	0	0	0	0	+2,378
45	0	0	0	0	0	0

Таблица 3. Результаты обчислень

№ п/п	Робоча матриця						Навантаження		
	$V_x$ , м/с	$\alpha$ , град.	$m$ , кг $\times 10^{-3}$	$K_C$	$F_o$ , Н	$C_{np}$ , Н/м $\times 10^4$	$\hat{F}$ , Н	$\bar{F}$ , Н	$\varepsilon = \frac{\hat{F} - \bar{F}}{\hat{F}} 100\%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1,26	46,31	0,663	-0,158	7,49	4,55	17,17	16,89	1,63
2	0,84	46,31	0,663	-0,158	7,49	2,45	13,15	12,93	1,67
3	1,26	33,69	0,663	-0,158	7,49	2,45	12,96	12,70	1,99

4	0,84	33,69	0,663	-0,158	7,49	4,55	12,41	12,19	1,80
5	1,26	46,31	0,537	-0,158	7,49	2,45	14,53	14,41	1,02
6	0,84	46,31	0,537	-0,158	7,49	4,55	13,79	13,57	1,60
7	1,26	33,69	0,537	-0,158	7,49	4,55	13,57	13,28	2,12
8	0,84	33,69	0,537	-0,158	7,49	2,45	11,29	10,96	2,92
9	1,26	46,31	0,663	-0,242	7,49	2,45	16,67	16,38	1,72
10	0,84	46,31	0,663	-0,242	7,49	4,55	15,74	15,57	1,07
11	1,26	33,69	0,663	-0,242	7,49	4,55	15,48	15,28	1,27
12	0,84	33,69	0,663	-0,242	7,49	2,45	13,61	12,96	4,70
13	1,26	46,31	0,537	-0,242	7,49	4,55	17,67	17,63	0,22
14	0,84	46,31	0,537	-0,242	7,49	2,45	13,88	13,68	1,47
15	1,26	33,69	0,537	-0,242	7,49	2,45	13,70	13,45	1,83
16	0,84	33,69	0,537	-0,242	7,49	4,55	13,19	12,93	1,96
17	1,26	46,31	0,663	-0,158	5,31	2,45	12,69	12,43	2,05
18	0,84	46,31	0,663	-0,158	5,31	4,55	11,82	11,62	1,71
19	1,26	33,69	0,663	-0,158	5,31	4,55	11,57	11,33	2,07
20	0,84	33,69	0,663	-0,158	5,31	2,45	9,01	9,01	0,04
21	1,26	46,31	0,537	-0,158	5,31	4,55	13,65	13,68	-0,21
22	0,84	46,31	0,537	-0,158	5,31	2,45	10,06	9,72	3,36
23	1,26	33,69	0,537	-0,158	5,31	2,45	9,90	9,50	4,10
24	0,84	33,69	0,537	-0,158	5,31	4,55	9,42	8,99	4,69
25	1,26	46,31	0,663	-0,242	5,31	4,55	15,79	15,29	3,15
26	0,84	46,31	0,663	-0,242	5,31	2,45	11,53	11,34	1,68
27	1,26	33,69	0,663	-0,242	5,31	2,45	11,33	11,11	1,96
28	0,84	33,69	0,663	-0,242	5,31	4,55	10,73	10,59	1,29
29	1,26	46,31	0,537	-0,242	5,31	2,45	13,00	12,70	2,32
30	0,84	46,31	0,537	-0,242	5,31	4,55	12,20	11,98	-1,87
31	1,26	33,69	0,537	-0,242	5,31	4,55	11,96	11,69	2,27
32	0,84	33,69	0,537	-0,242	5,31	2,45	9,55	9,36	1,95
33	0,55	40	0,6	-0,2	6,4	3,5	10,51	10,07	4,22

34	1,55	25	0,6	-0,2	6,4	3,5	15,09	14,59	3,32
35	1,05	55	0,6	-0,2	6,4	3,5	10,67	10,75	-0,74
36	1,05	40	0,6	-0,2	6,4	3,5	16,18	15,89	1,82
37	1,05	40	0,45	-0,2	6,4	3,5	12,07	11,58	4,05
38	1,05	40	0,75	-0,2	6,4	3,5	13,47	13,08	2,93
39	1,05	40	0,6	-0,3	6,4	3,5	14,33	14,26	0,47
40	1,05	40	0,6	-0,1	6,4	3,5	11,60	11,46	1,24
41	1,05	40	0,6	-0,2	3,8	3,5	9,55	9,40	1,60
42	1,05	40	0,6	-0,2	9,0	3,5	16,05	15,99	0,36
43	1,05	40	0,6	-0,2	6,4	1,0	10,91	10,86	0,05
44	1,05	40	0,6	-0,2	6,4	6,0	14,06	13,80	1,85
45	1,05	40	0,6	-0,2	6,4	3,5	12,33	11,88	3,69

**Висновки за розділом 2.** За результатами експлуатаційних спостережень в'язального механізму автомату ОЗД отримано: наробіток на відмову становить  $\hat{t}_o = 11,18$  год., інтенсивність відмов  $\hat{\lambda} = 89,4 \times 10^{-3}$  год.<sup>-1</sup>, середній час відновлення працездатності  $\hat{t}_g = 0,047$  год. Встановлено, що характерною особливістю експлуатаційної надійності в'язального механізму є відмови в'язальних голок та селекторів. Представлено комплексний підхід до вивчення відмов стержньових елементів по їх елементам та позиціям, розподіл відмов по ділянках виробу на всіх технологічних режимах циклу виготовлення виробу.

Встановлено, що домінуючим видом руйнування стержньових елементів є втомленісний злом як результат дії повторно-змінних навантажень: на втомленісне руйнування гачків голок поз.0-1305 припадає 65% , поз.0-1306 – 76% , поз.0-1308 – 85% , стержня селекторів - порядку 30%. Незважаючи на відмінність конструкцій та місць розміщення небезпечних перерізів, причини та фактори впливу втомленісного руйнування для стержньових елементів мають спільні закономірності.

## РОЗДІЛ 3. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КЛИНУ ПАНЧІШНИХ АВТОМАТІВ

### 3.1. Перевірочний розрахунок на міцність

З метою перевірки та пошуку параметрів шляхом оптимізації за відповідними параметрами (рис. 8) побудовано модель клина в середовищі Solid Works (рис. 9).

Розрахункова схема (рис.8) клина з робочою гранню, що має подвійну балкову та консольну податливості, приведена на рисунку. Визначення границь системи стосовно клину є тривіальною задачею: незалежними параметрами, що управляються, є  $B_k$ ,  $b_k$  та  $h_k$ ; довжина робочої напрямної клину  $L_k$  припускається рівною 27 мм, довжина консолі  $H_k = 7$  мм (розміри  $L_k$  та  $H_k$  задаються з конструктивних міркувань у відповідності до розмірів замкової системи). Визначили  $b_k = 4$ мм,  $h_k = 0,6$ мм та  $B_k = 23$ мм.

Виконаємо перевірочний розрахунок на міцність деталей в результаті прикладених сил за допомогою додатку Solid Works Simulation та визначимо величину деформації, напруження, величину переміщення та коефіцієнт запасу міцності. Отримані результати аналізу наведені в таблиці 4.

При розрахунку динамічних навантажень зі сторони п'ятки голки, промаємо матеріал клина сталь шарико-підшипникова ШХ15 ( $\sigma_{-1\partial} = 800$  [МПа]), з відповідними фізико-механічні характеристики, спосіб закріплення конструкції – двоопорна консольна балка (рис. 10) з відповідними способом закріплення фіксована геометрія. Навантаження на клин відбувається по зоні контакту п'ятки клина (рис. 11, 12) максимальне значення складає 14 Н.

З урахуванням технологічних умов процесу петле творення та якості полотна максимально допустима величина прогину становить  $\delta_{-1\partial} = 0,2$  мм:

$$\delta < \delta_{-1\partial};$$

Допустиме напруження  $\sigma_{-1\partial} = [МПа]$ , де коефіцієнт що враховує межу піддатливості  $\kappa = 2,4$  [11].

Отримаємо допустиму величину напруження з урахуванням матеріалу клину  $\sigma_{-1\theta} = 333 \text{ [МПа]}$ .

Параметри сітки прийняті такими, щоб задовольнили мінімальні умови покриття об'єму деталей (рис. 13, 14).

В результаті розрахунку отримано епюри напружень, переміщення, деформацій, коефіцієнту запасу міцності та найбільших зон напруження. На рис. 20 зображено напруження з встановленою межею  $\sigma_{-1\theta} = 333 \text{ [МПа]}$ .

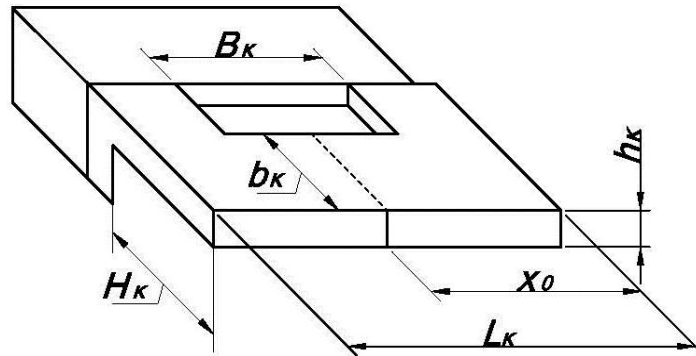


Рис. 8 Геометричні параметри клину з податливою гранню

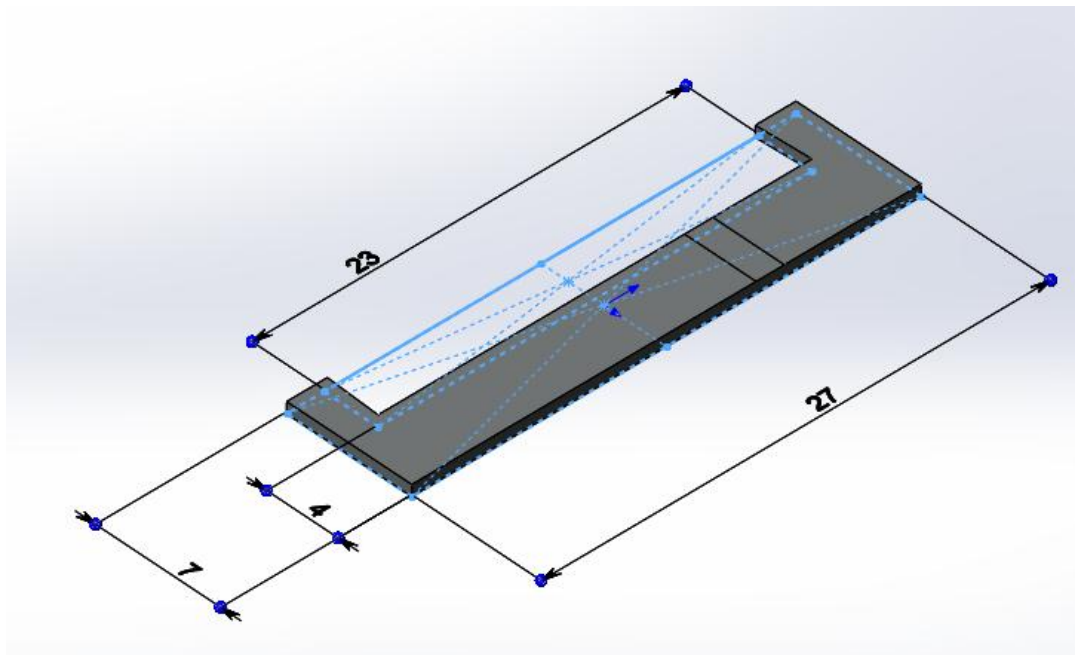


Рис. 9. Твердотільна геометрична модель клину з податливою гранню



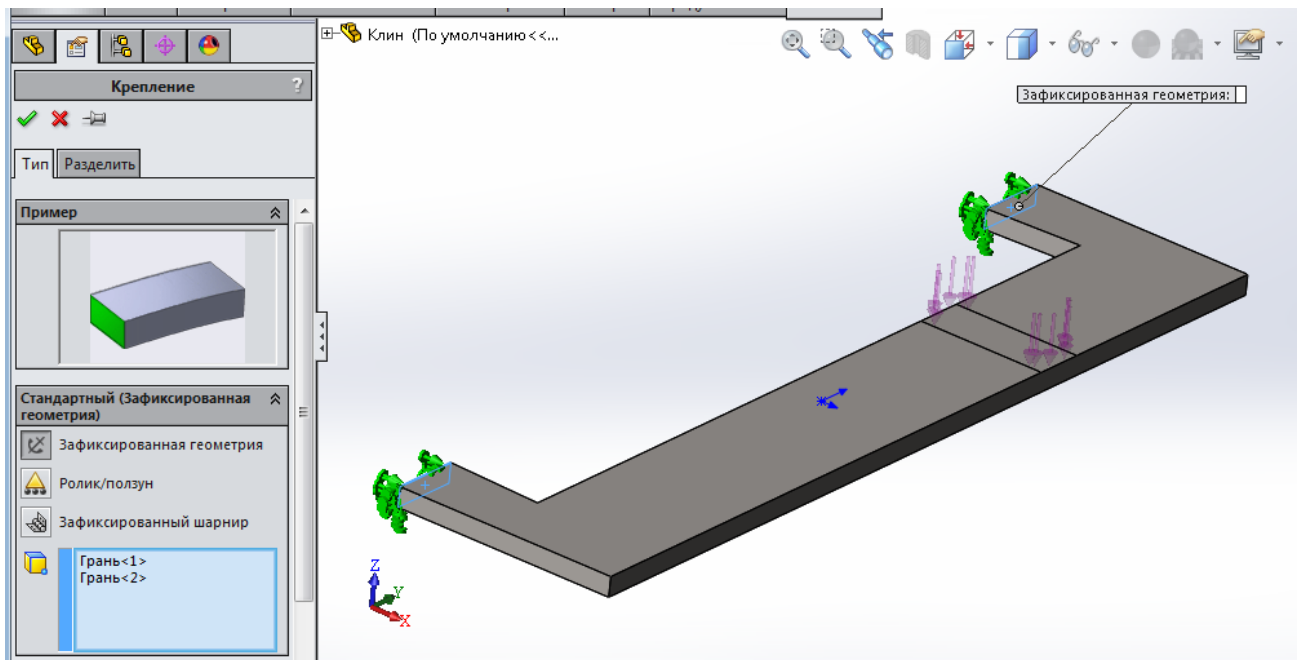


Рис. 10. Накладання граничних умов на твердотільну модель клина – фіксована геометрія

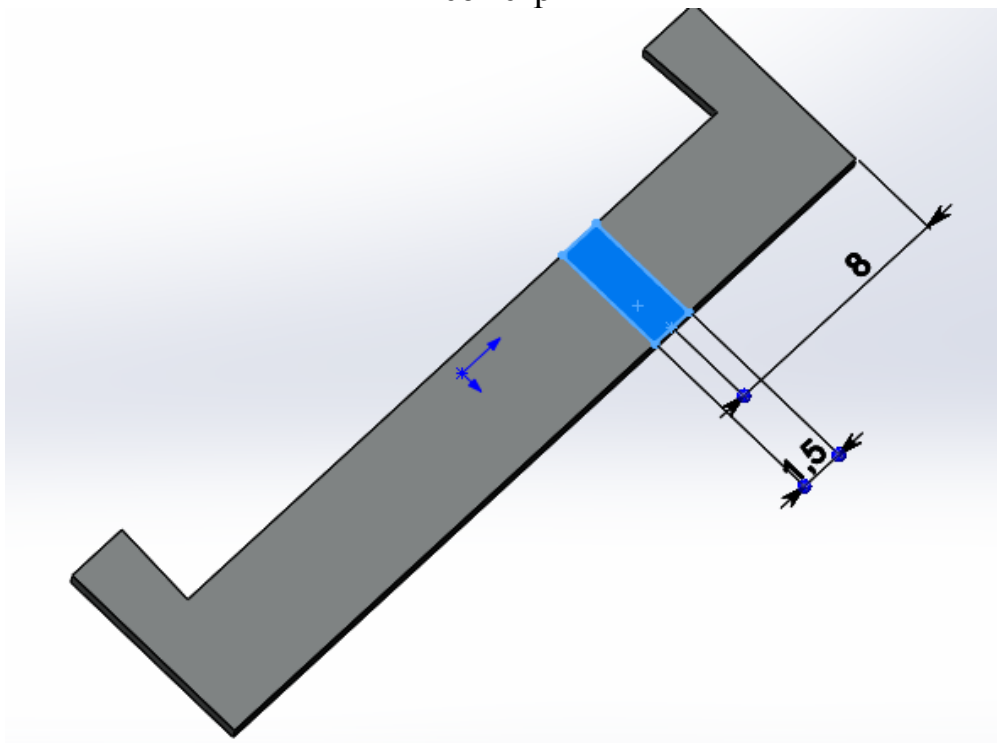


Рис. 11. Зона контакту клина з п'яткою голки

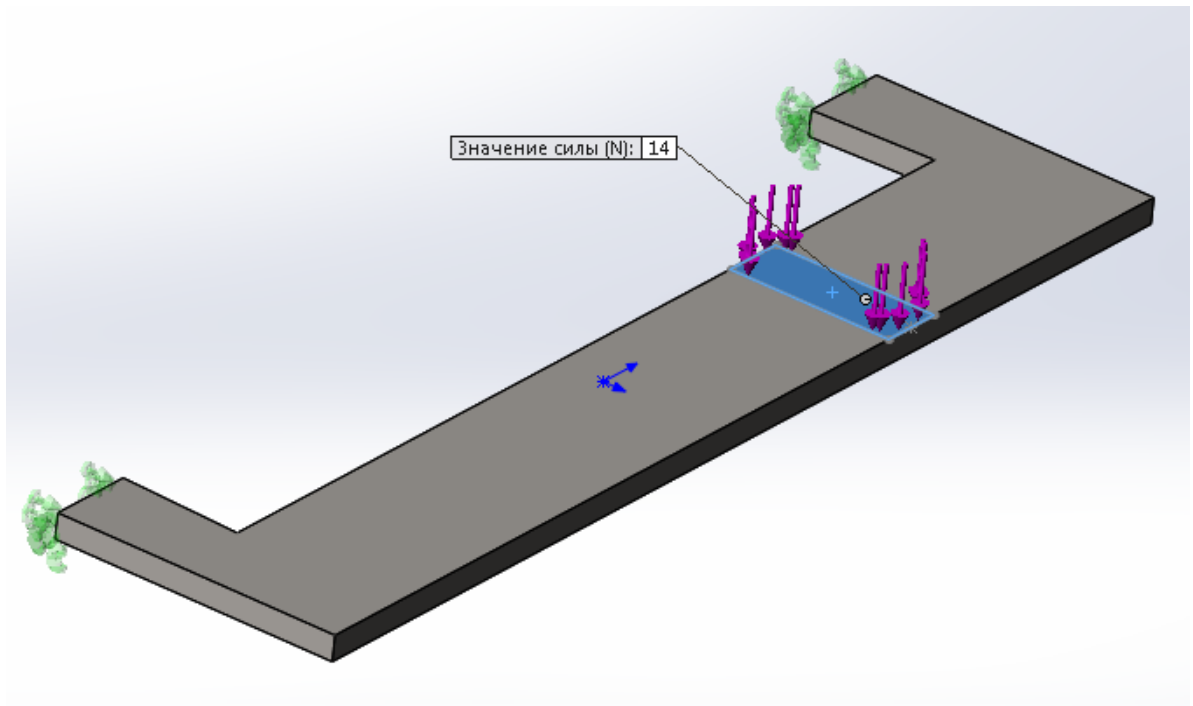


Рис. 12. Спосіб прикладання сили на модель клина –  $F=14\text{ Н}$

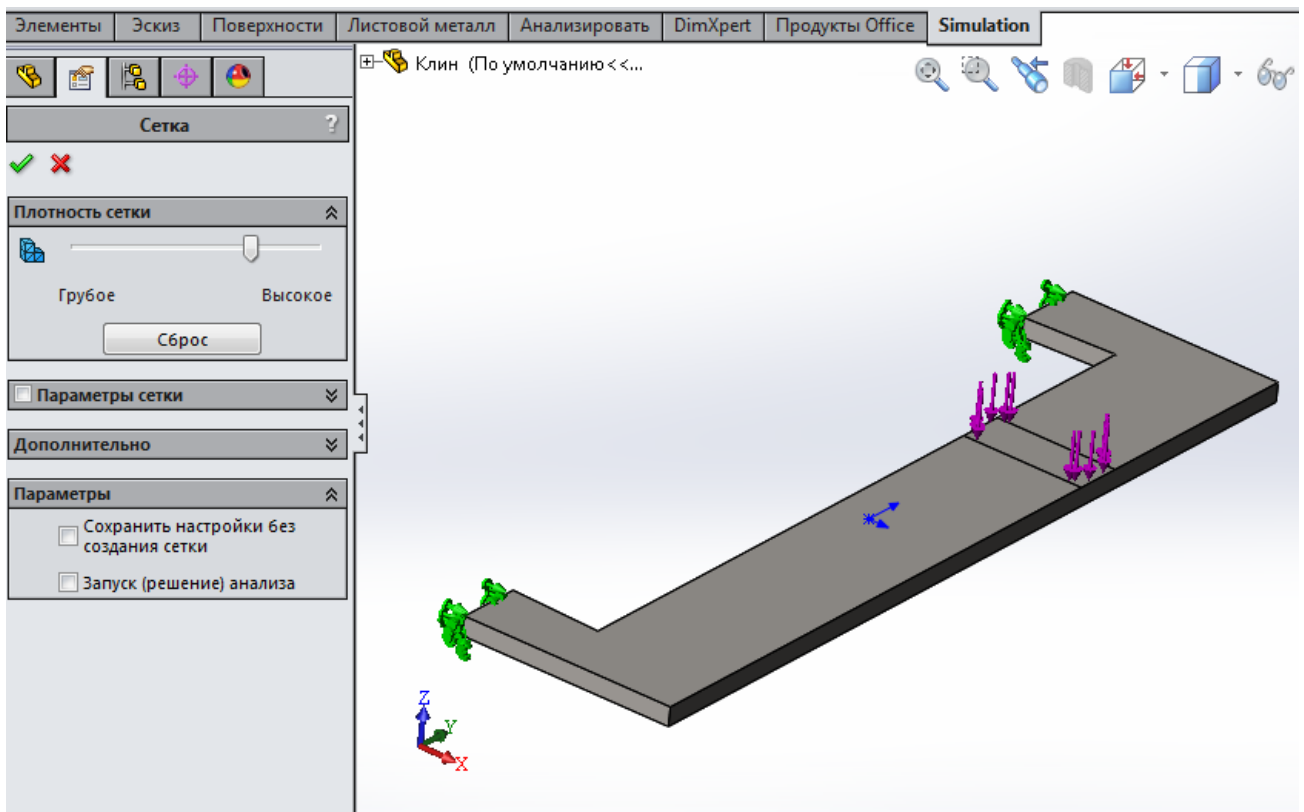


Рис. 13. Налаштування параметри сітки кінцевих елементів

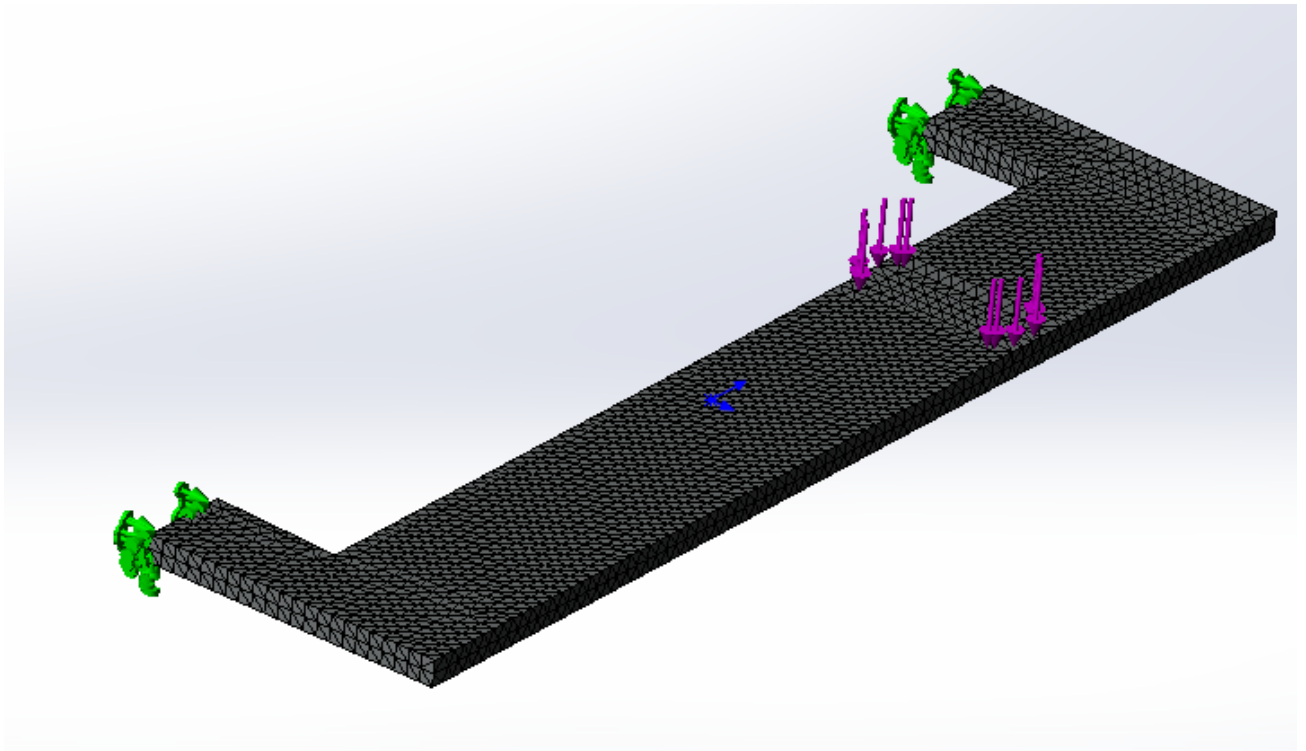


Рис. 14. Дискретизація 3D- моделі деталі для подальшого дослідження Solid Works Simulation

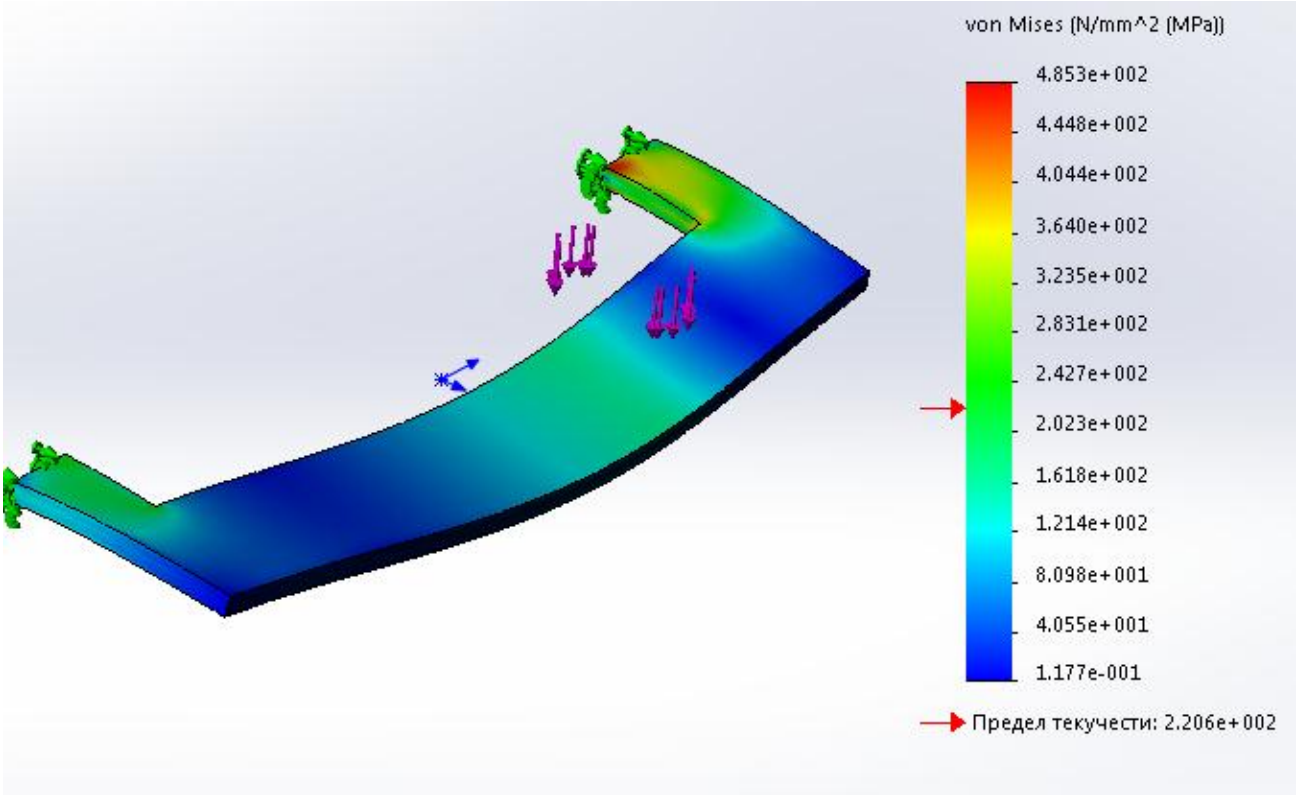


Рис. 15. Епюра напружень об'ємів в клині

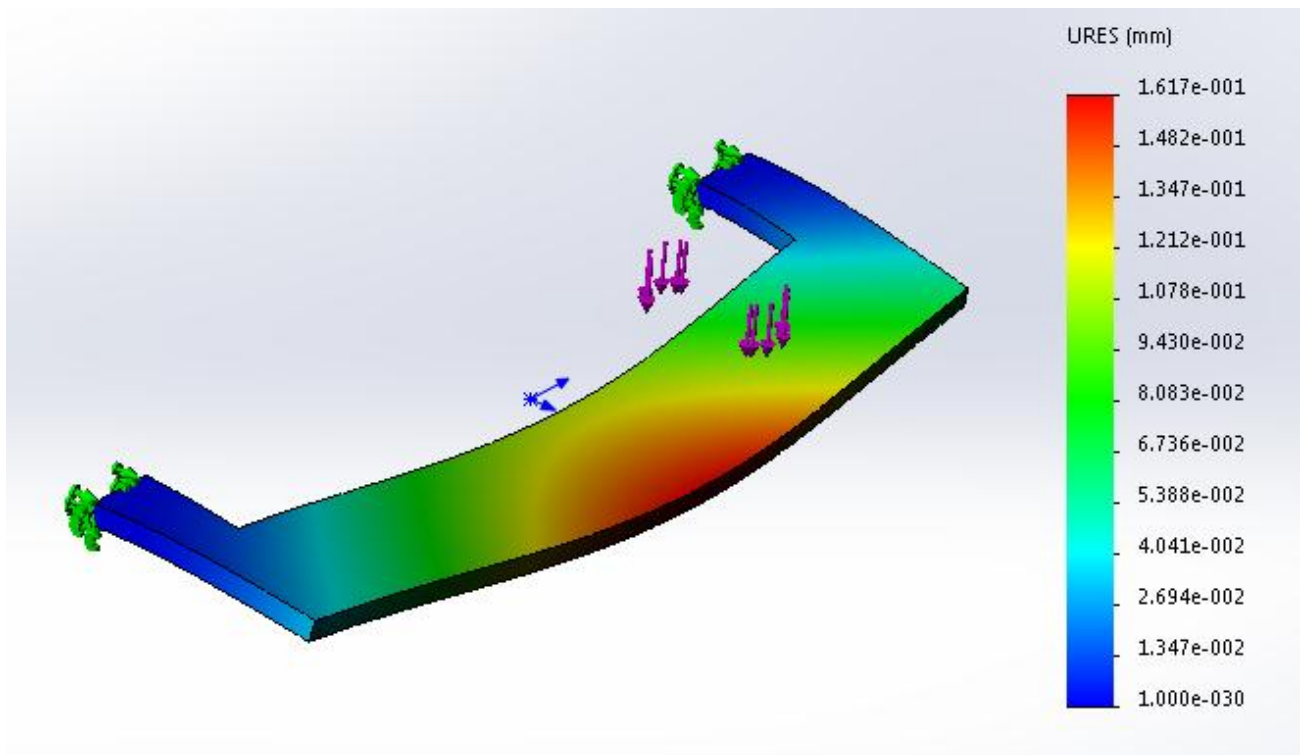


Рис. 16. Епюра переміщень в клині

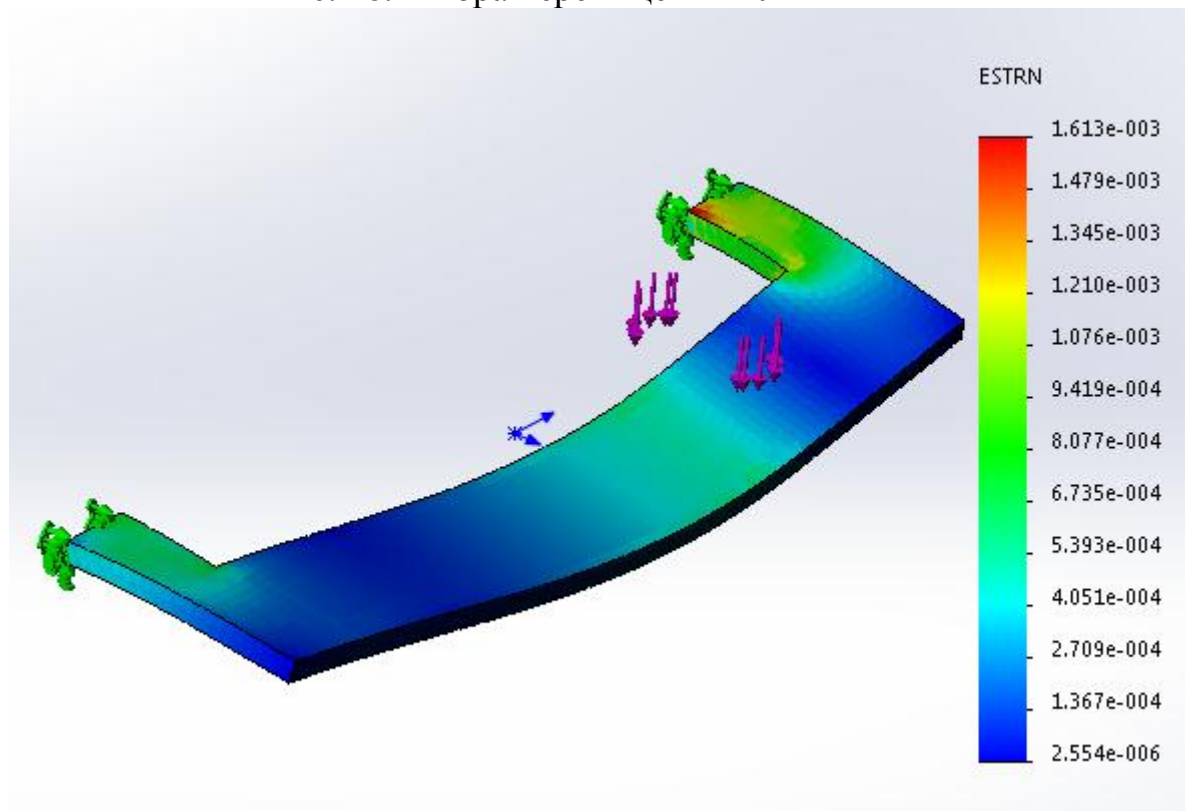


Рис. 17. Епюра деформацій деталей клина

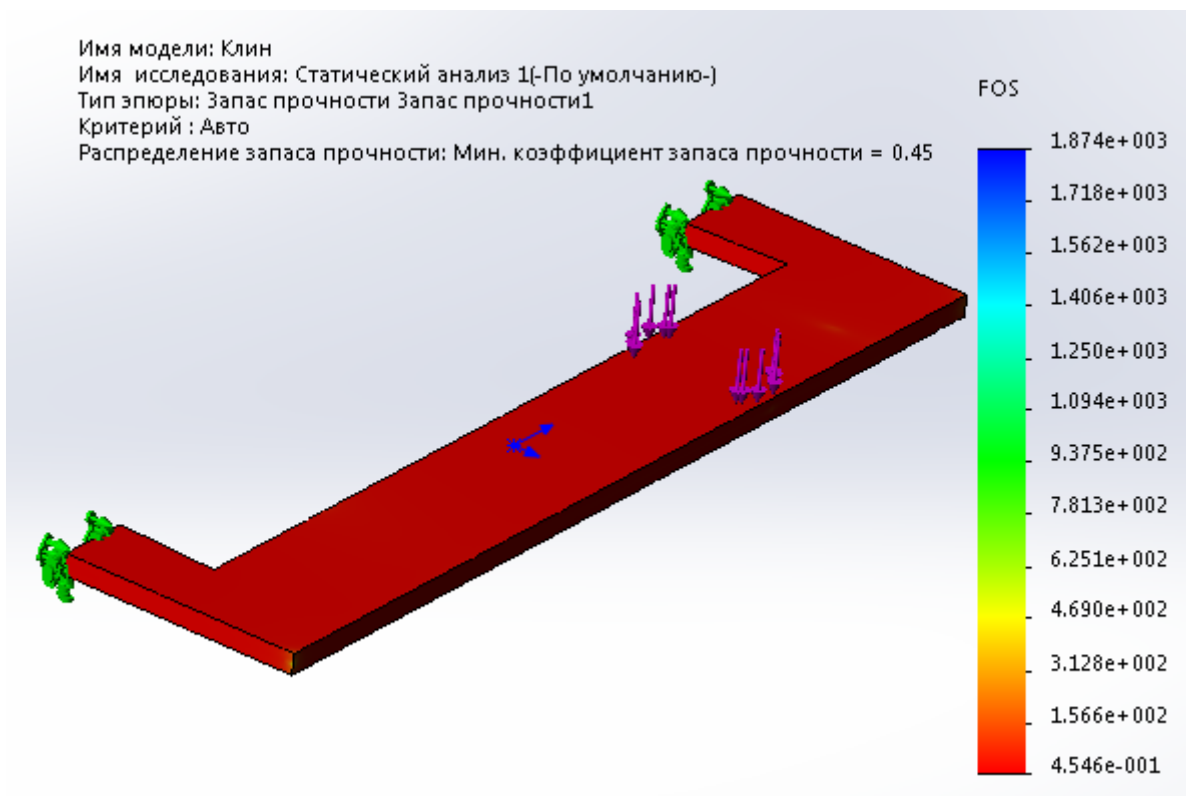


Рис. 18. Епюра коефіцієнтів запаса міцності в клині

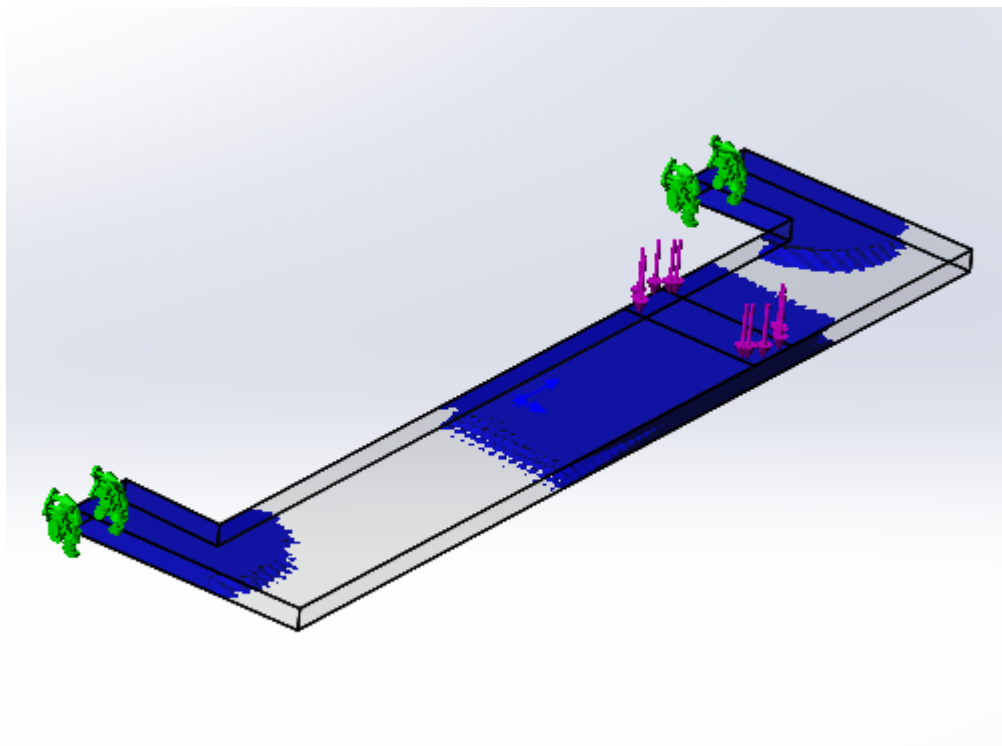


Рис. 19. Фрагмент найбільшої зони навантаження

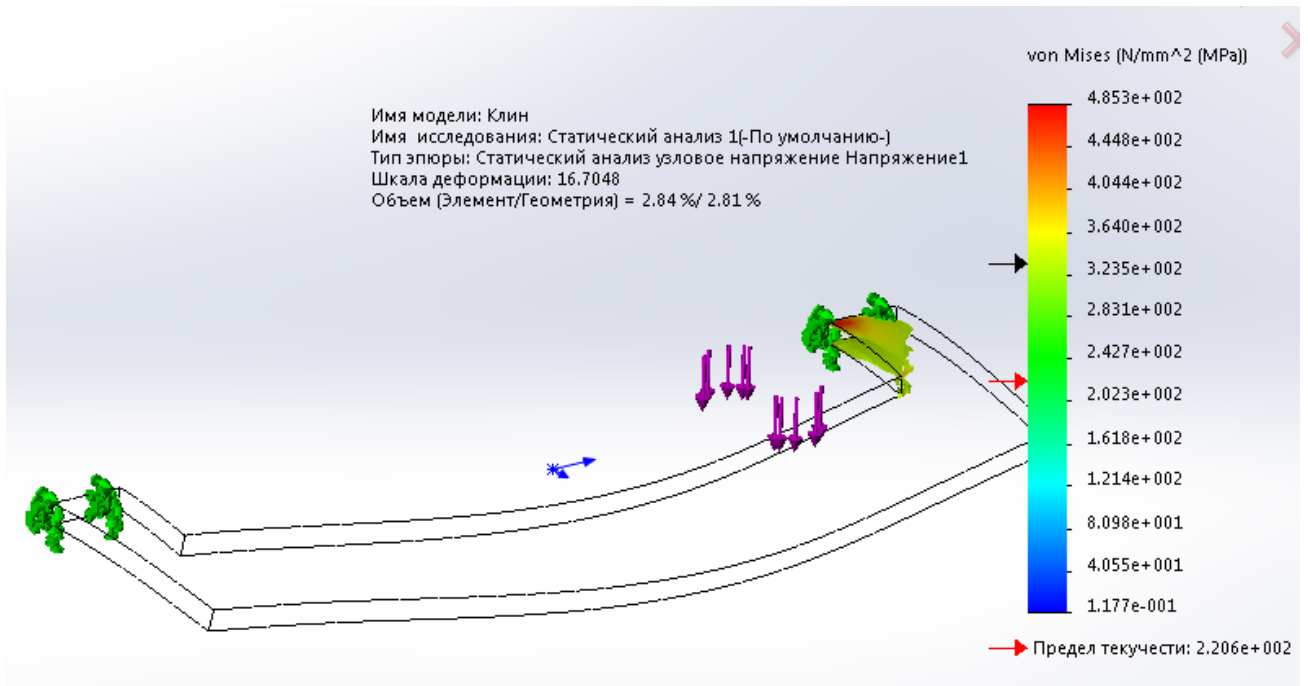


Рис. 20. Епюра напружень з обмеженням  $\sigma_{-1} > \sigma_{-1\delta} = 333 \text{ [МПа]}$

Отримані результати показують, що найбільше навантаження сприймає клин при взаємодії з п'яткою голки, максимальні параметри занесені до таблиці 3.

Таблиця 3

### Порівняльний аналіз силових параметрів ланок

Найменування об'єкта дослідження	Максимальне значення			Мінімальне значення коефіцієнту запасу міцності
	напруження	переміщення,	деформації	
	МПа	мм	мм	
Клин панчішного типу з двох балковою структурою	485,3	0,16	$1,8 \cdot 10^{-3}$	0,45

Аналізуючи отримані результати дослідження прийнятої попередньої конструкції клина встановлено, що допустиме переміщення клина відбувається в межах допустимих переміщень  $\delta < 0,2 \text{ мм}$ , однак максимальне напруження, яке виникає в клині перевищує допустиме значення, при цьому коефіцієнт запасу міцності менший 1, що говорить про недопустимість застосування вибраної конструкції при встановлених навантаженнях. Об'єм/поверхня напружень які перевищують  $\sigma_{-1} > \sigma_{-1\delta} = 333 \text{ [МПа]}$  складає, відповідно 2,84%/2,81%.

### 3.2. Визначення впливу параметрів на міцність та піддатливість клина з подвійною балковою та консольною піддатливістю

Задача цього дослідження визначити впливу геометричних параметрів клина  $B_k$ ,  $b_k$ ,  $h_k$  з наступною оптимізацією за критеріями піддатливості клина та межею допустимої міцності матеріалів. З цією метою за допомогою додатку «Дослідження проектування» при заданих в попередньому розділі навантаженнях та визначити за умов максимально допустимої величини прогину  $\delta_{-1\theta} = 0,2 \text{ мм}$ , та допустимого напруження  $\sigma_{-1\theta} = 333 [\text{МПа}]$ .

В програмі SolidWorks в модулі розрахунку і проектування встановимо параметри оптимізації Рис.21., відповідно обмеження, з врахуванням властивостей матеріалу клину ШХ15  $\sigma_{-1\theta} = 800 [\text{МПа}]$  встановимо параметри датчиків (цільові параметри) –  $\sigma_{-1\theta} = 333 [\text{МПа}]$ , при цьому напруження виберемо за критерієм 1-ше головне напруження напруженням  $\sigma_{-1} [\text{МПа}]$  (рис. 22).

Другим датчиком встановимо допустиме переміщення об'єму клину  $\delta_{-1\theta} = 0,2 \text{ мм}$  (рис. 23).

З метою визначення діапазону всіх параметрів проведемо дослідження параметру з кроком ітерації 0,2-0,1 мм.

$B_k$ , мм = 15÷23 мм, крок ітерації 0,2 мм (41 сценарій);

$b_k$ , мм = 4÷10 мм, крок ітерації 0,2 мм (55 сценаріїв);

$h_k$ , мм = 0,6÷1 мм, крок ітерації 0,1мм (6 сценаріїв)

Отримані значення наведені на рис. 24-26. Оптимальні значення параметру та напруження наведено в таблиці 5.

Таблиця 5

Найменування об'єкта дослідження	Максимальне значення		
	напруження	переміщення,	Маса деталі
	МПа	мм	кг
$B_k = 16,6 \text{ мм}$	332,5	0,06	$6,5 \cdot 10^{-3}$
$b_k = 5,2 \text{ мм}$	619,4	0,12	$6,9 \cdot 10^{-3}$
$h_k = 0,9 \text{ мм}$	297,5	0,05	$8,5 \cdot 10^{-3}$

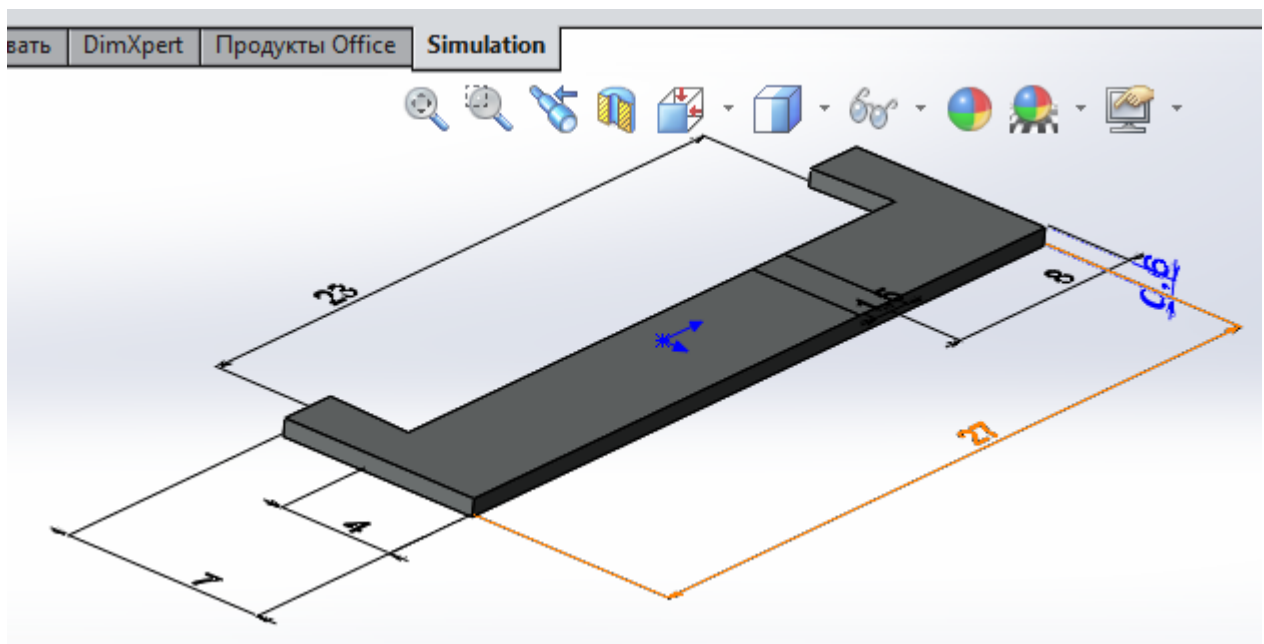
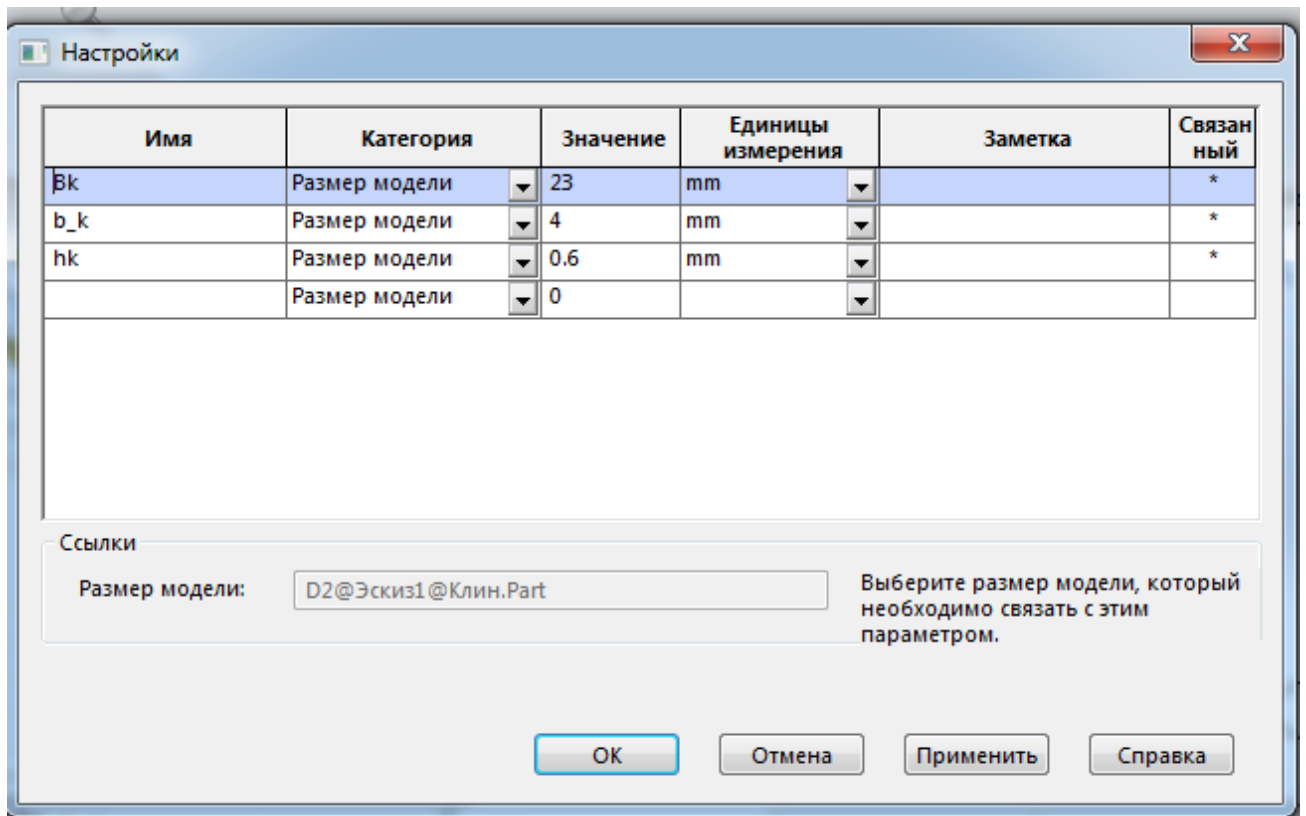


Рис. 21. Параметры за якими буде виконана оптимізація Bk, bk, hk .



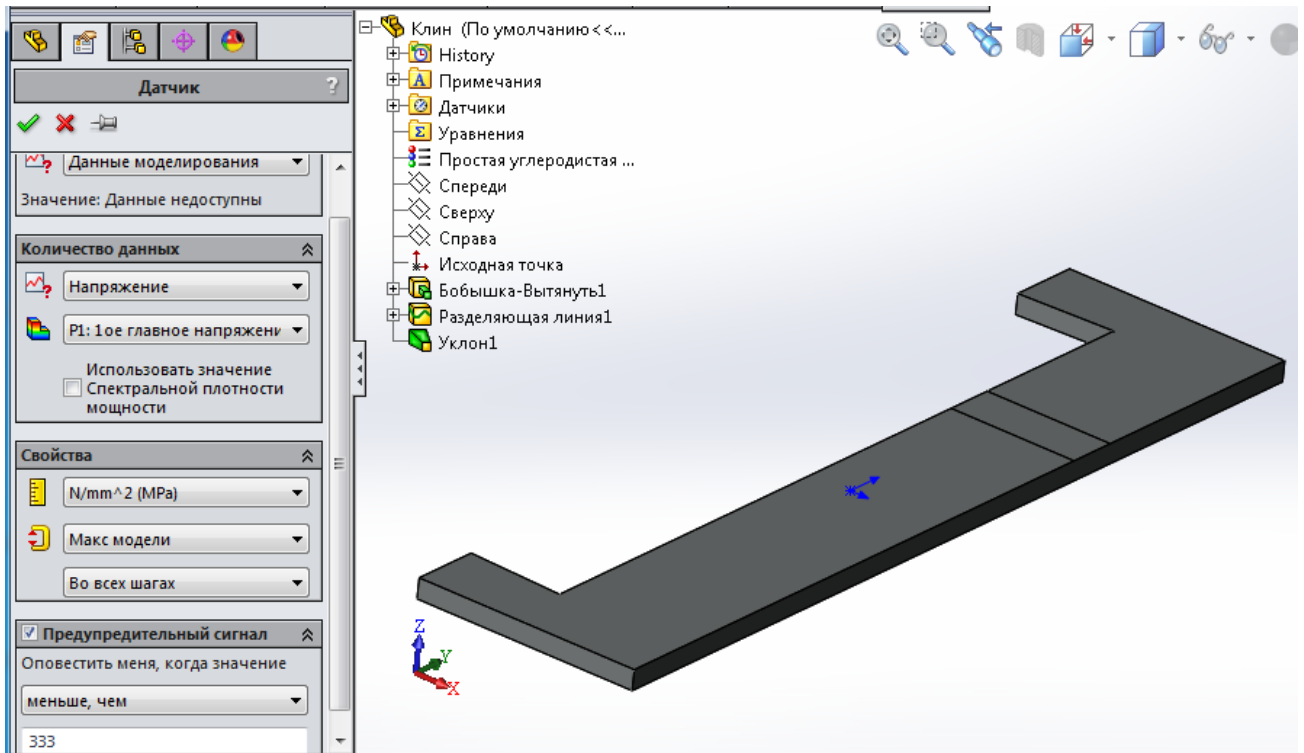


Рис. 22. Встановлення датчика з параметром допустимо напруження

$$\sigma_{-10} = 333 \text{ [МПа]}$$

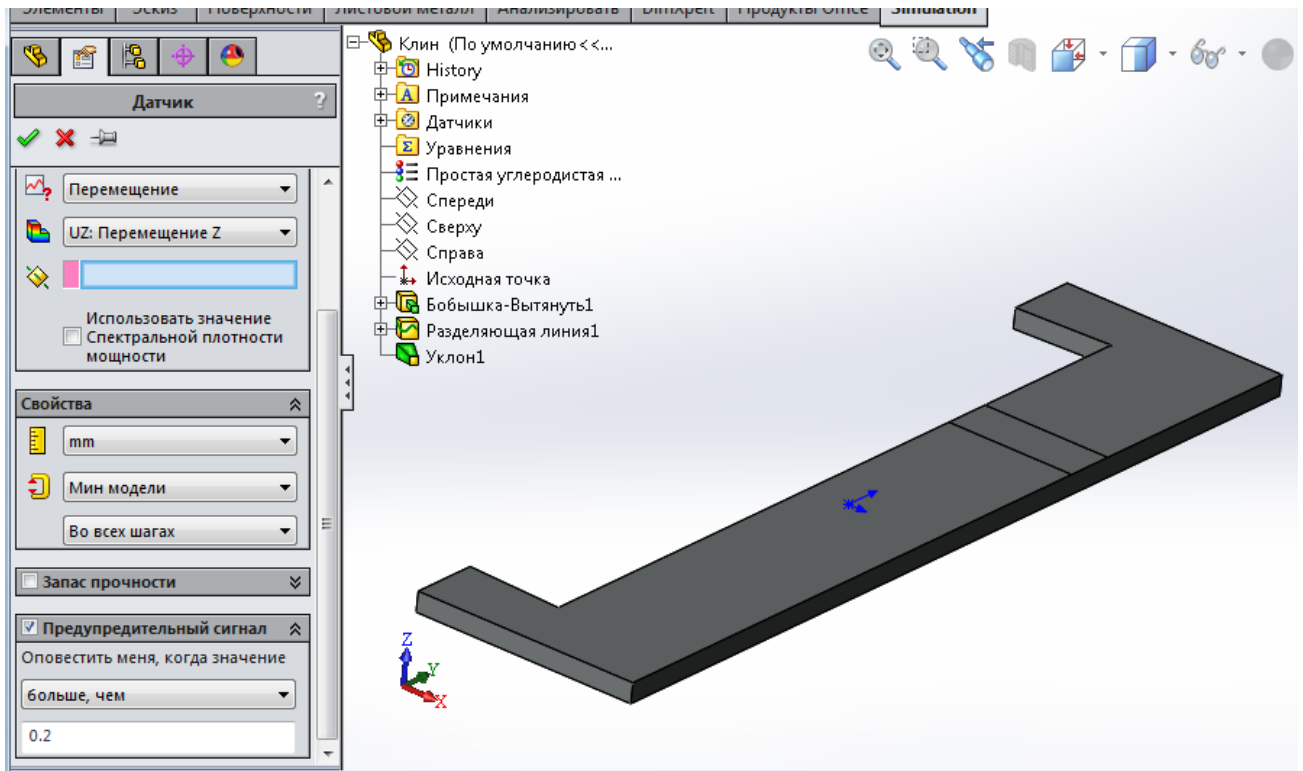


Рис. 23 Встановлення датчика з параметром допустимо переміщення

$$\delta_{-10} = 0,2 \text{ мм}$$

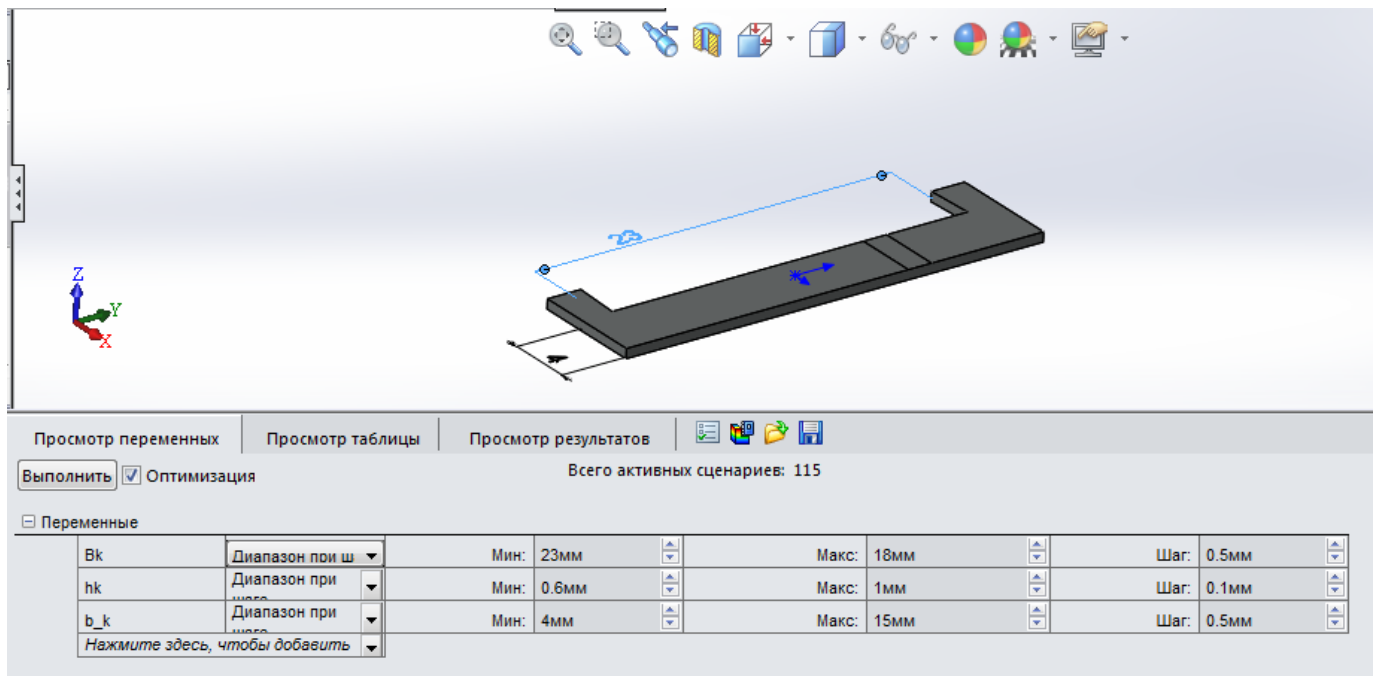


Рис. 24. Параметры за якими буде виконана оптимізація  $V_k$ ,  $b_k$ ,  $h_k$  з кроком ітерації.

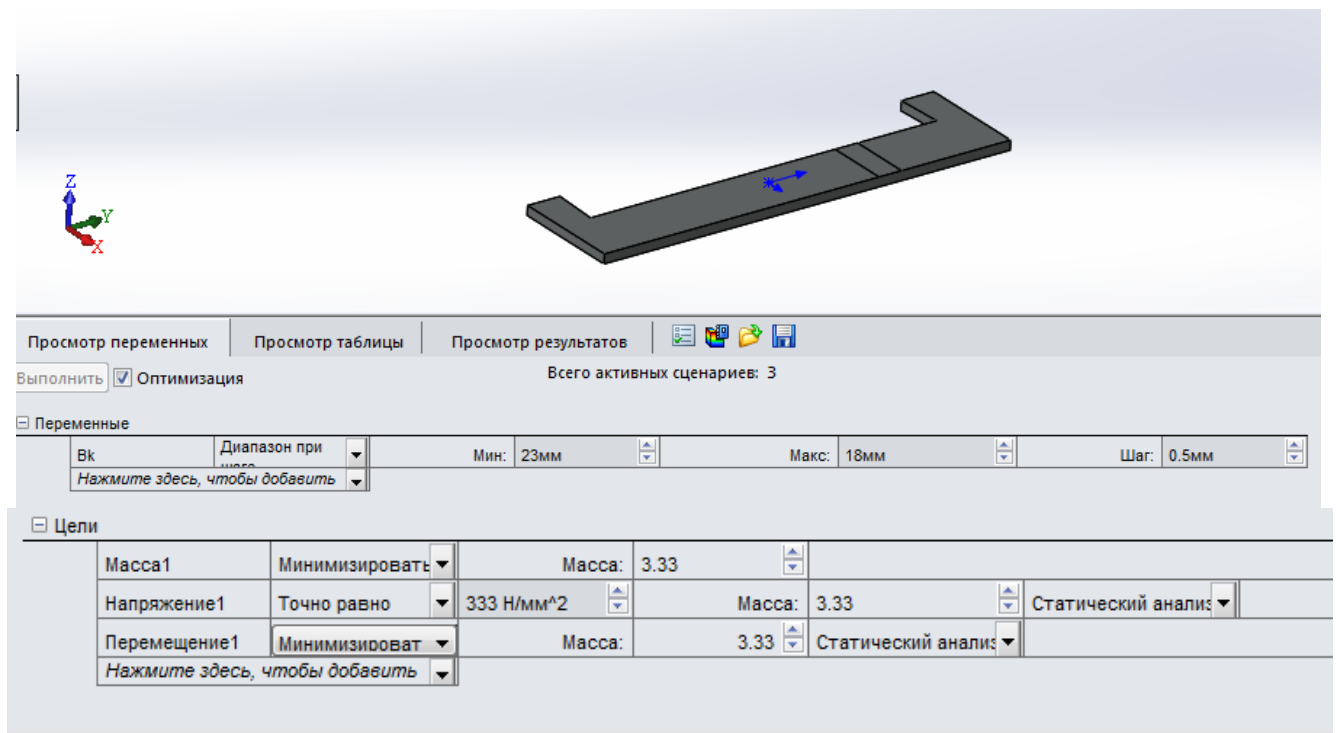


Рис. 25. Критерії оптимізації.

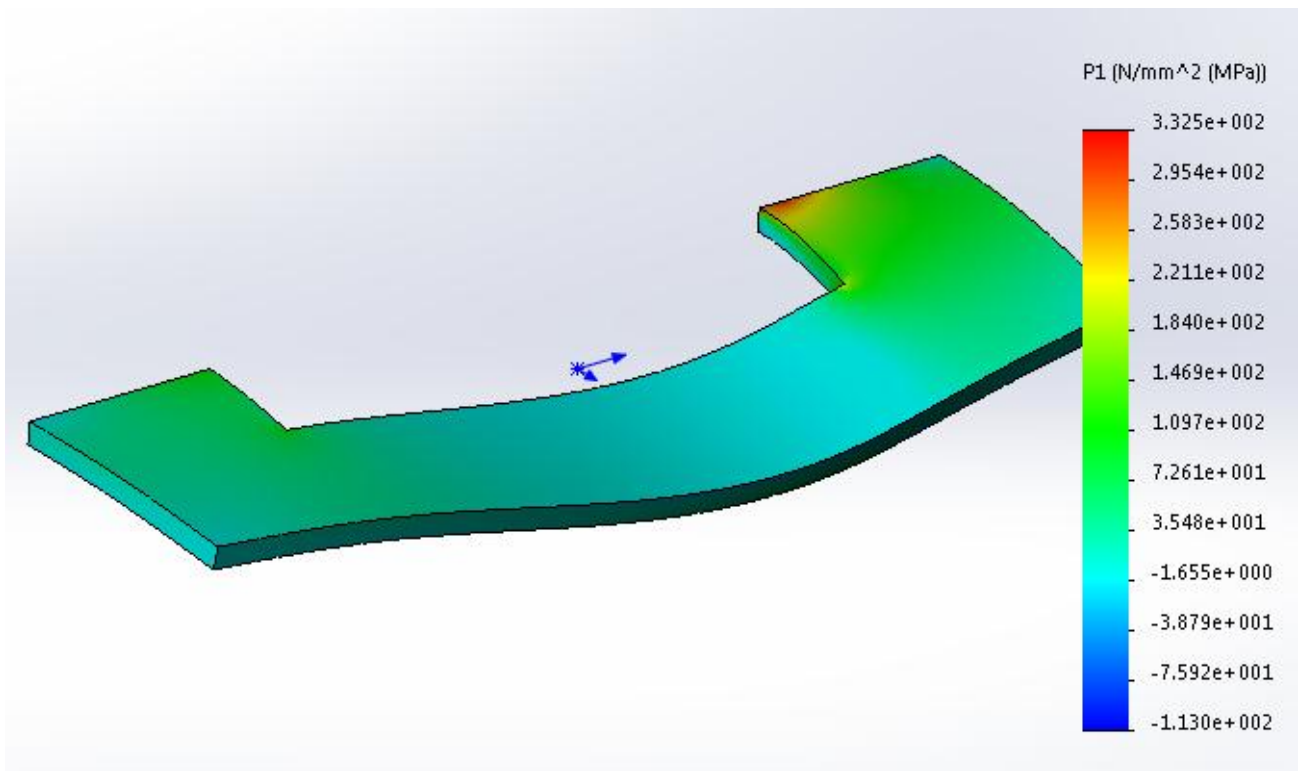


Рис. 26. Елюра напкржень при оптимальному ззначені параметра  $V_k=16,6$  мм

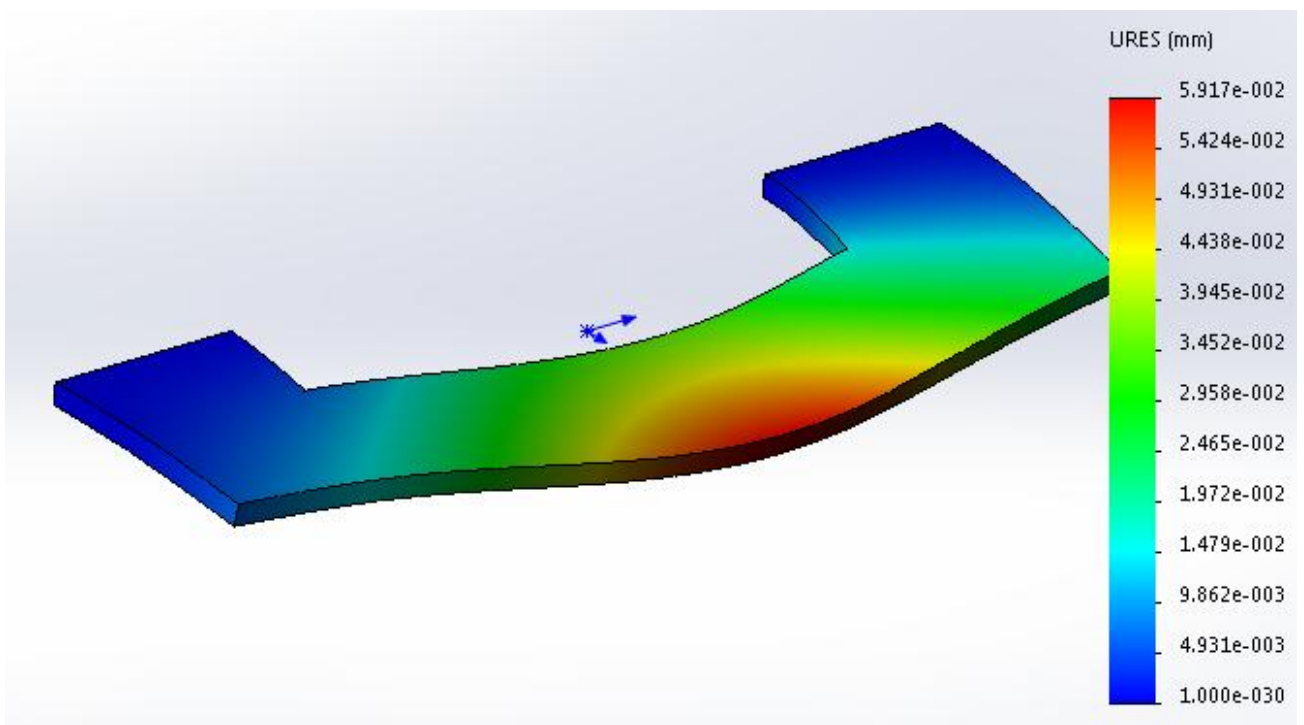


Рис. 27. Елюра перемьщень при оптимальному ззначені параметра  $V_k=16,6$  мм

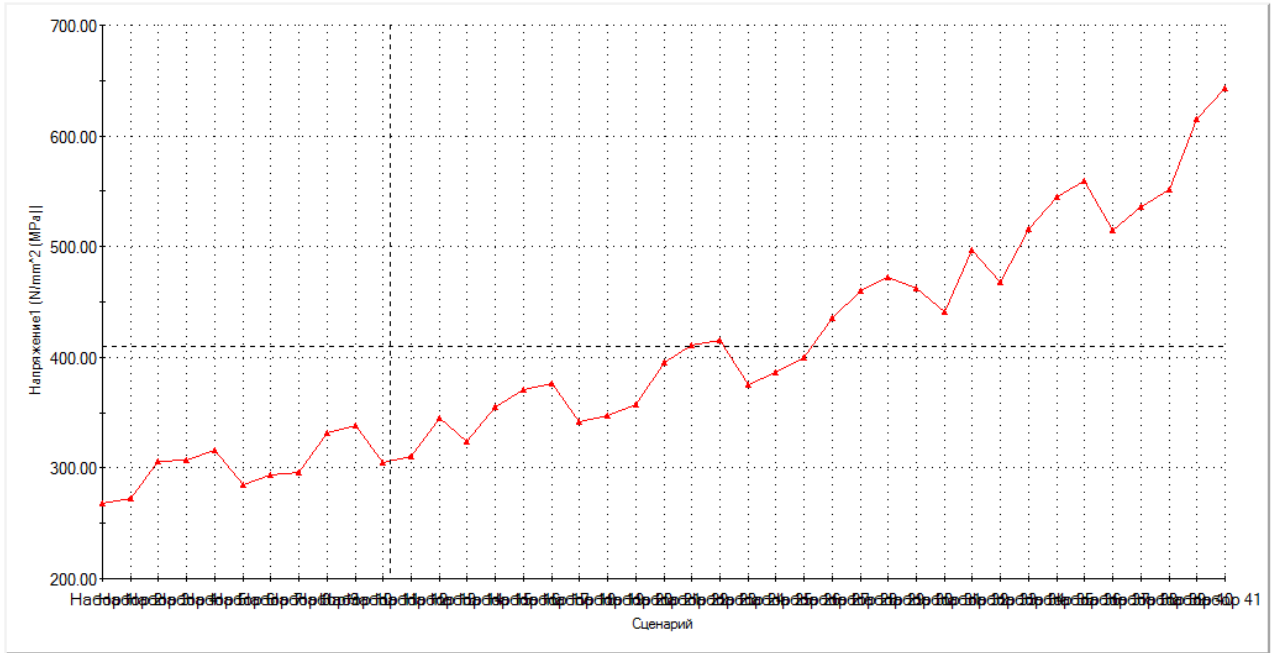


Рис. 27. Графік залежності напружень  $\sigma_{-1} = f(B_k)$

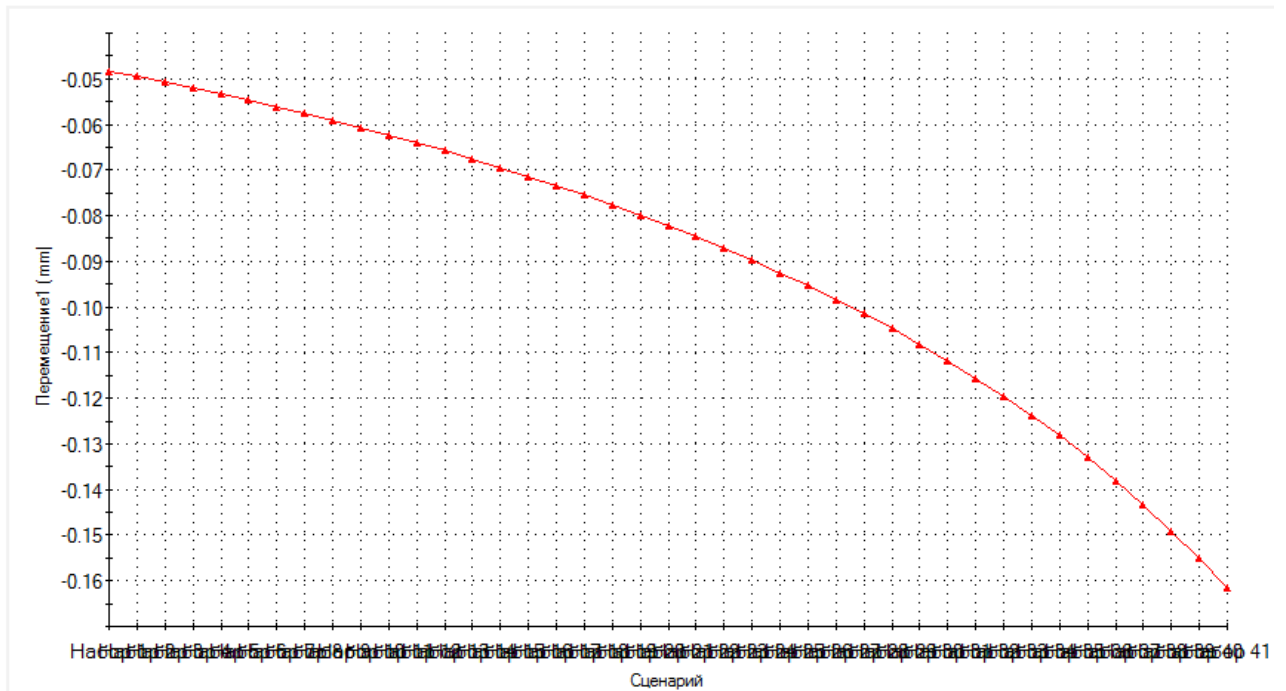


Рис. 28. Графік залежності максимальних переміщень  $\delta_{-1} = f(B_k)$

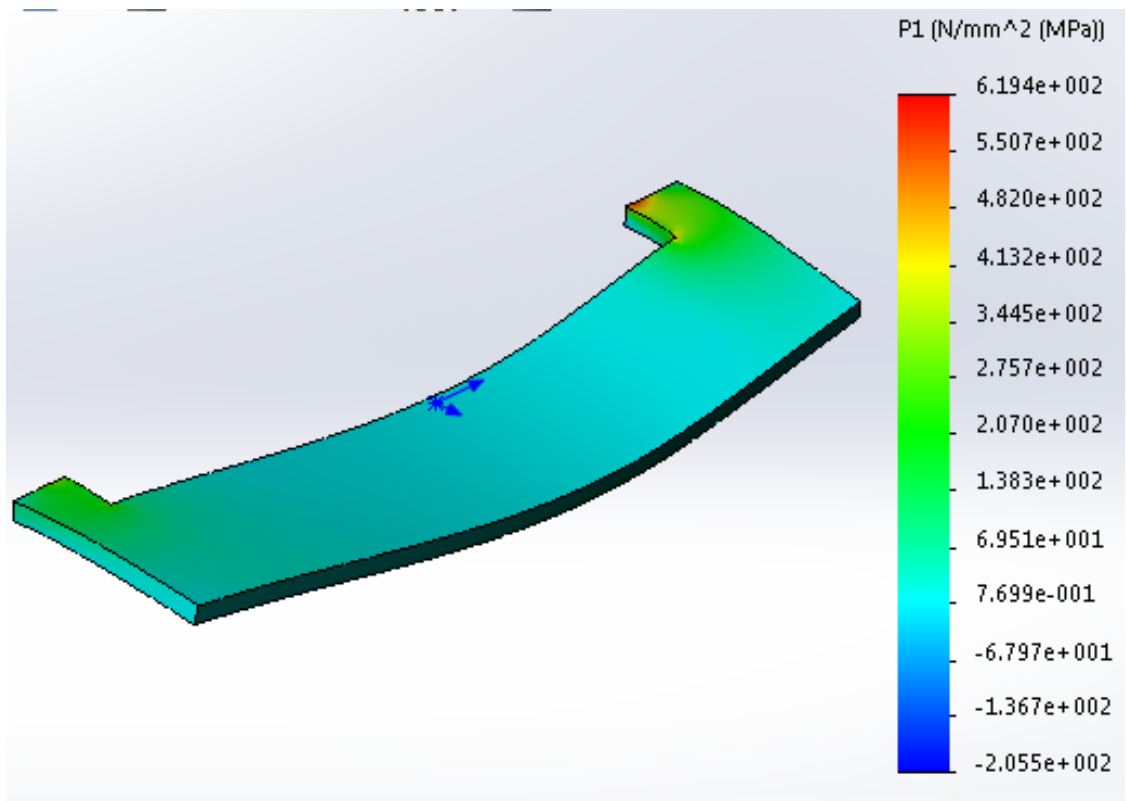


Рис. 29. Епюра напруг при оптимальному значенні параметра  $b_k=5,2$  мм

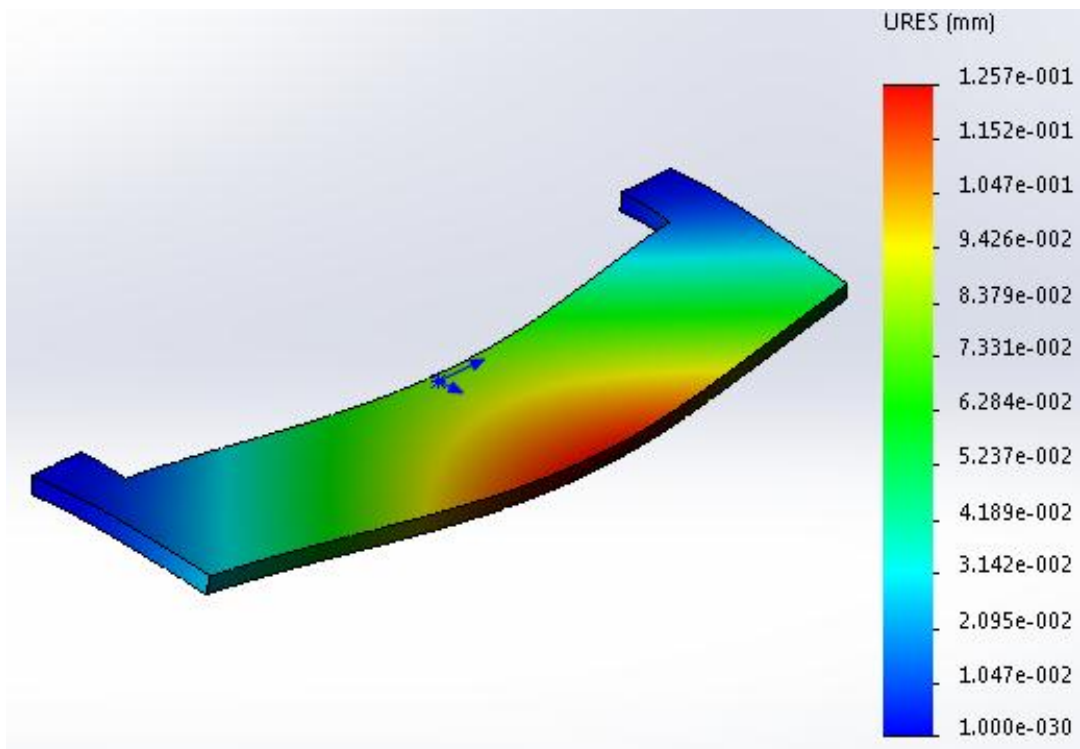


Рис. 29. Епюра переміщень при оптимальному значенні параметра  $b_k=5,2$  мм

### История: Исследование проектирования 1

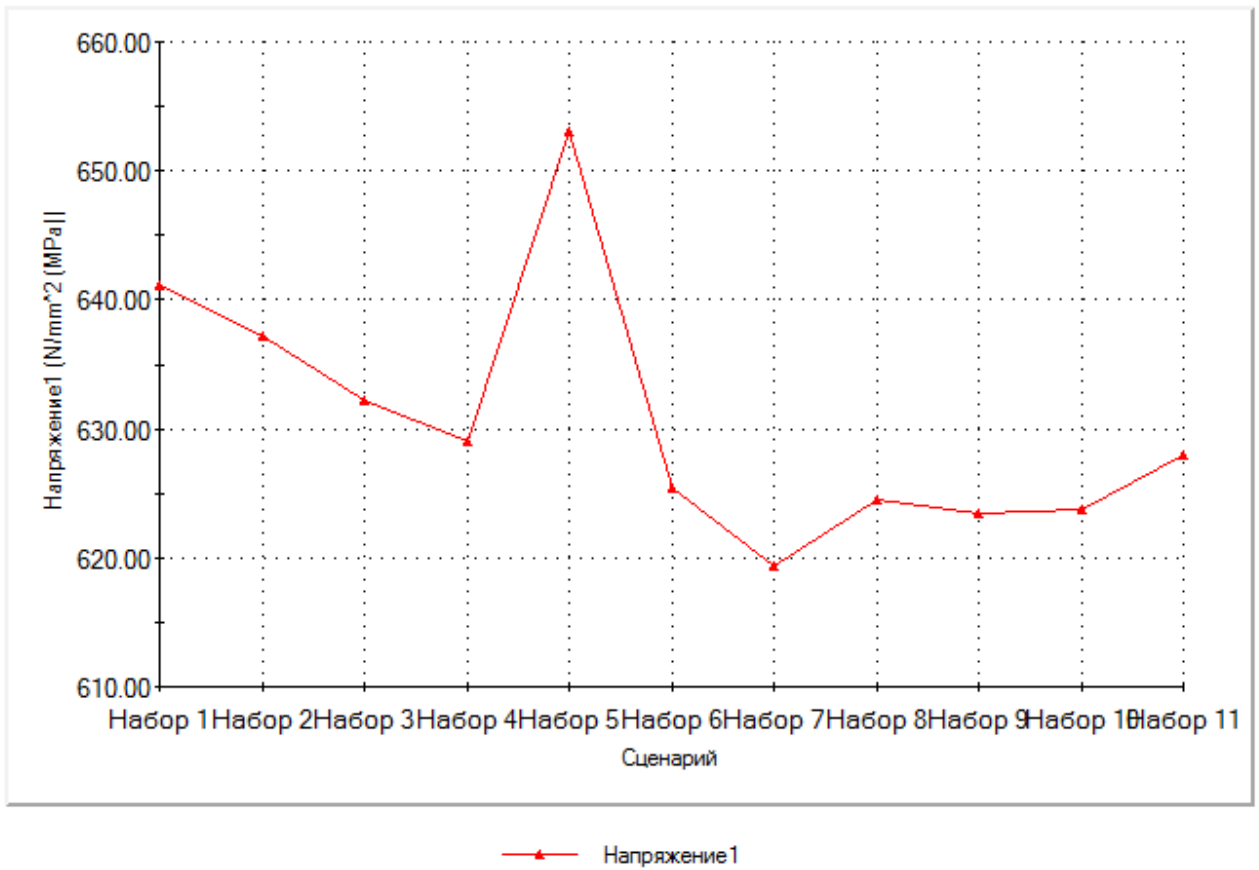


Рис. 30. Графік залежності напружень  $\sigma_{-1} = f(b\kappa)$

### История: Исследование проектирования 1

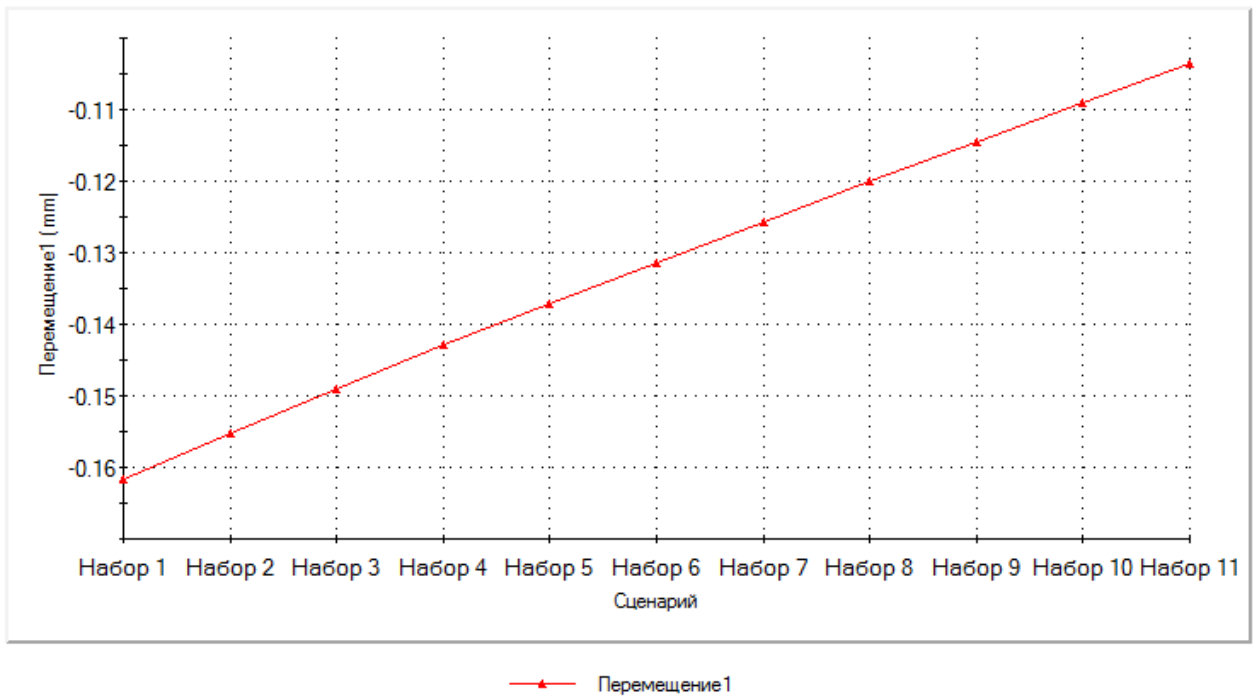


Рис. 31. Графік залежності максимальних переміщень  $\delta_{-1} = f(b\kappa)$

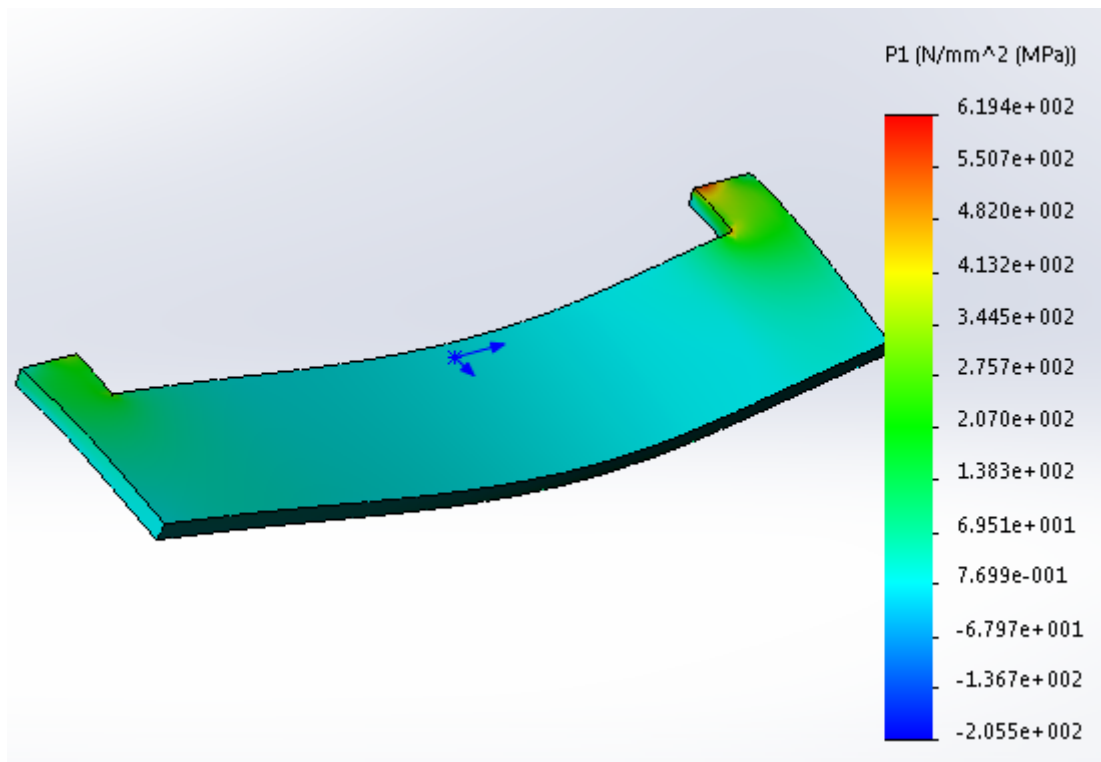


Рис. 33. Епюра напругень при оптимальному згначені параметра  $h_k=16,6$  мм

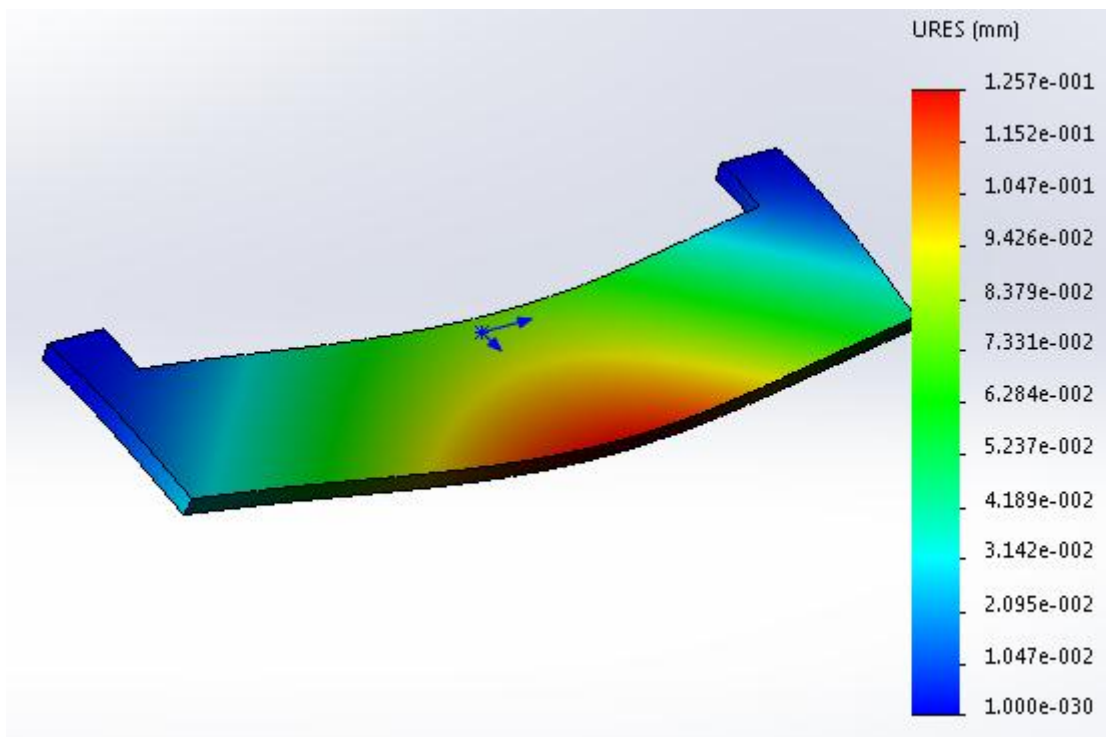


Рис. 34. Епюра перемьщень при оптимальному згначені параметра  $h_k=16,6$  мм

история: исследование проектирования 1

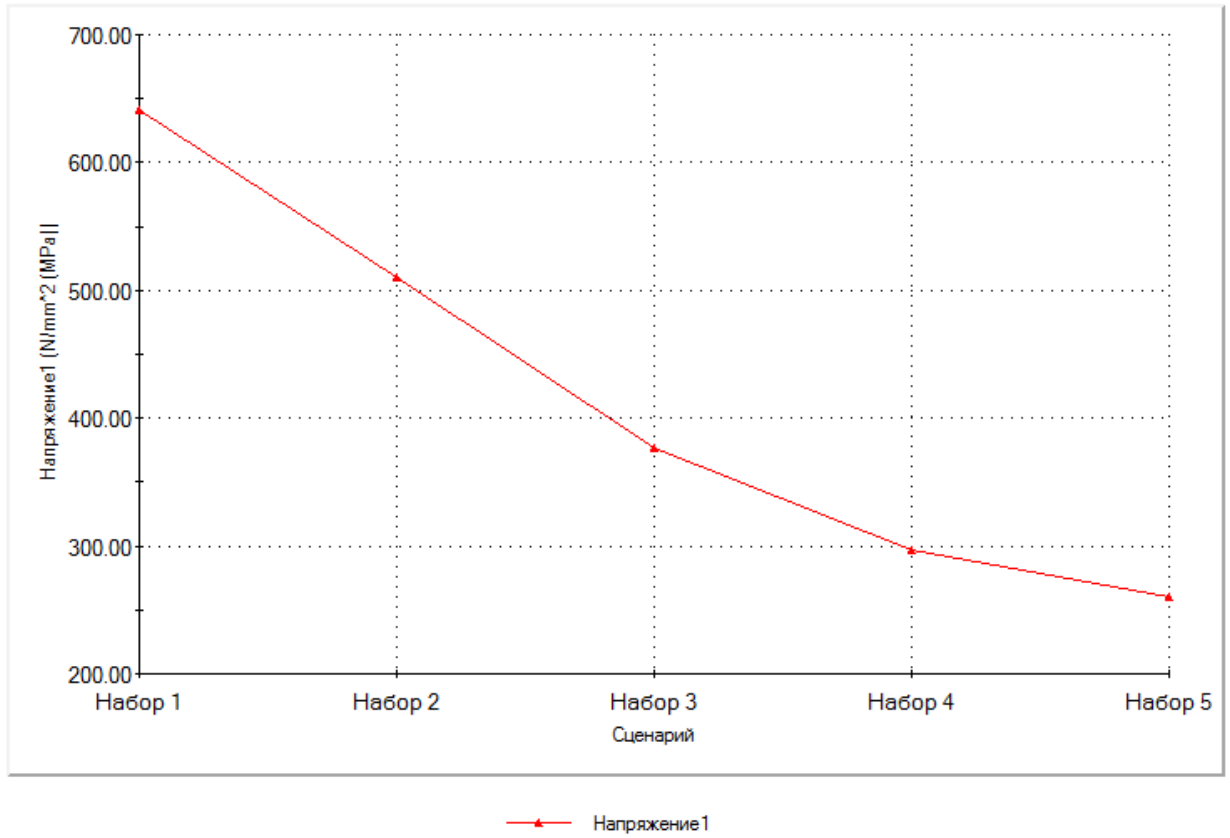


Рис. 35. Графік залежності напружень  $\sigma_{-1} = f(h_k)$

История: Исследование проектирования 1

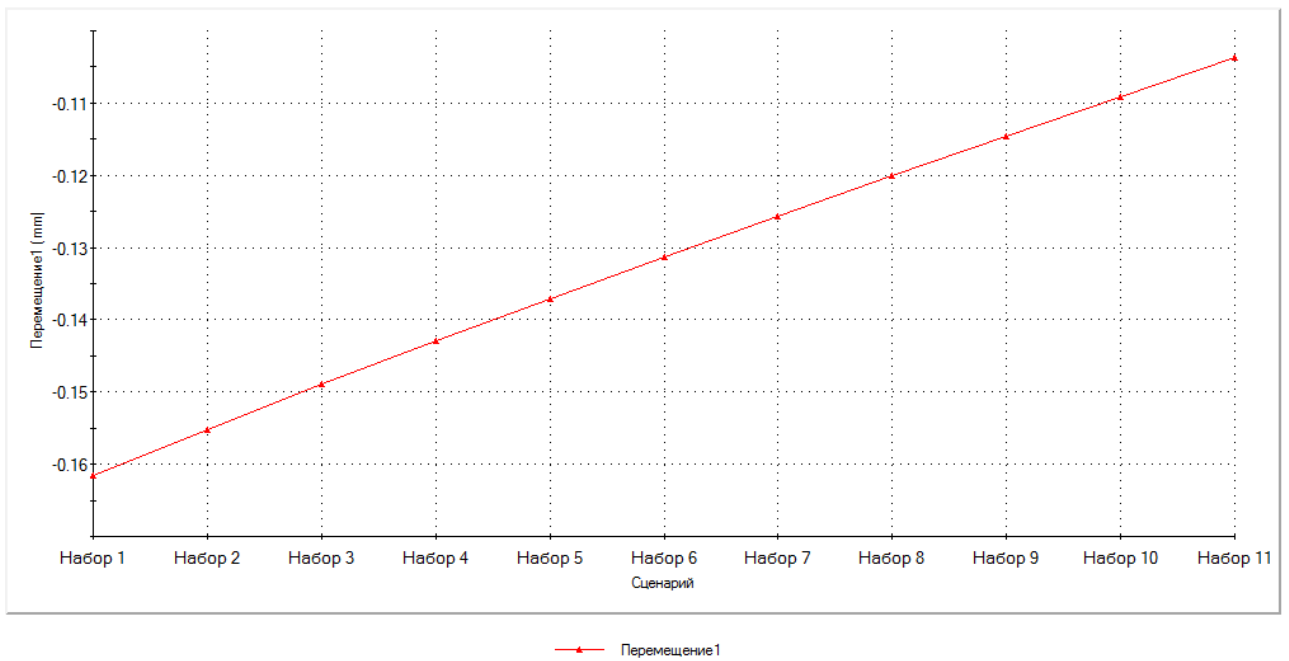


Рис. 36. Графік залежності максимальних переміщень  $\delta_{-1} = f(h_k)$



Параметри за якими буде здійснюватися оптимізація приймемо в діапазонах з урахуванням оптимальних одиничних параметри відповідності таблиці 6. Відповідно занесемо параметри змінних (рис 37), та відповідно критерії оптимізації (рис. 25). Кількість сценаріїв 52.

Таблиця 6

Найменування параметра	Номінальне значення	Діапазон значень		Крок ітерації
		Мінімум	Максимум	
Bk, мм	23	20	17	0,1
bк, мм	4	4	5,2	0,1
hk, мм	0,6	0,6	0,9	0,1

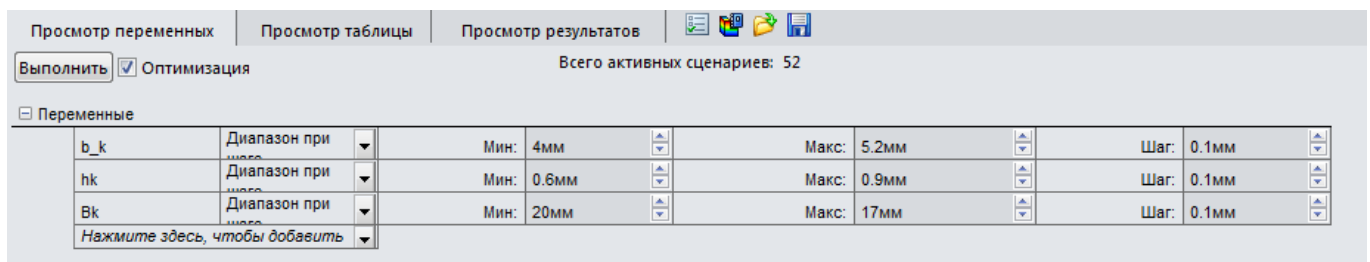


Рис. 37. Параметри діапазонів значень геометричних розмірів клина та

Рис. 37. Параметри шатуна 5-7: а – базової конструкції, б – нової конструкції

Отримані параметри клина отримані шляхом оптимізації занесені до таблиці 7. На рисунку 38 наведене креслення з новими параметрами, які отримані шляхом оптимізації. Також для отриманого клина проведемо додатковий аналіз, аналогічний попередньому розділу.

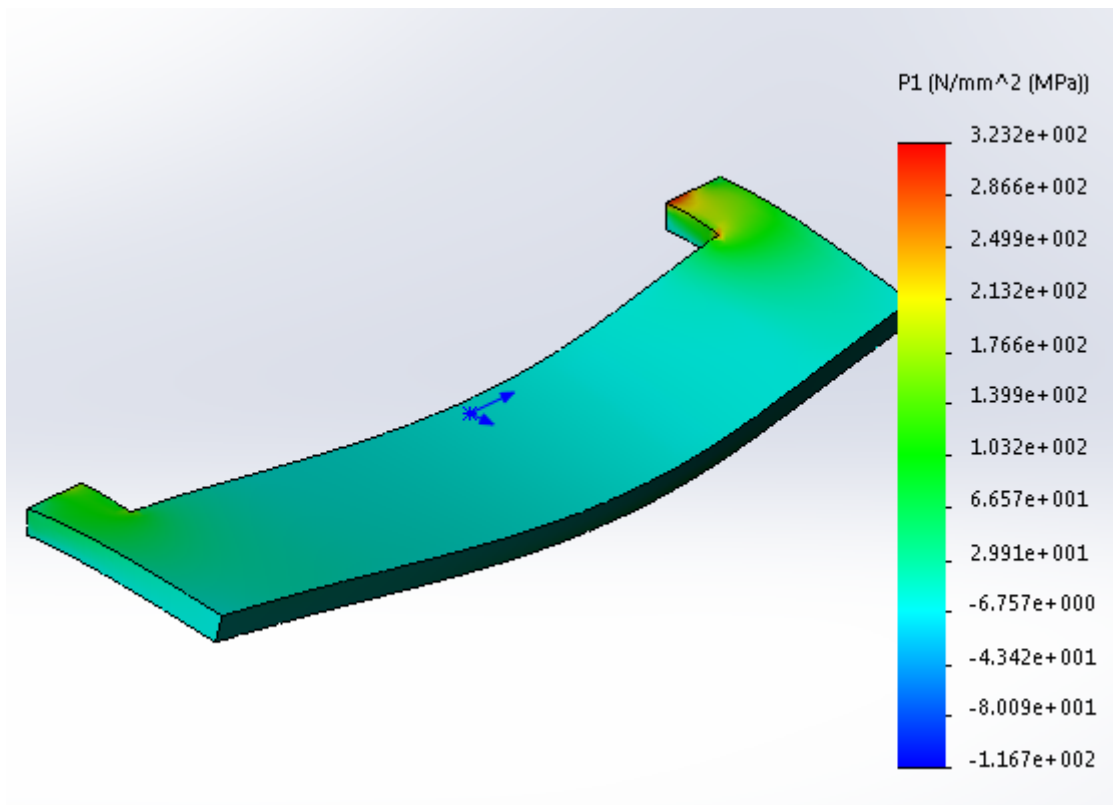


Рис. 37. Епюра напруг при оптимальному значенні параметрів  $\delta_{-1} = f(bk)$ ,  $\delta_{-1} = f(hk)$

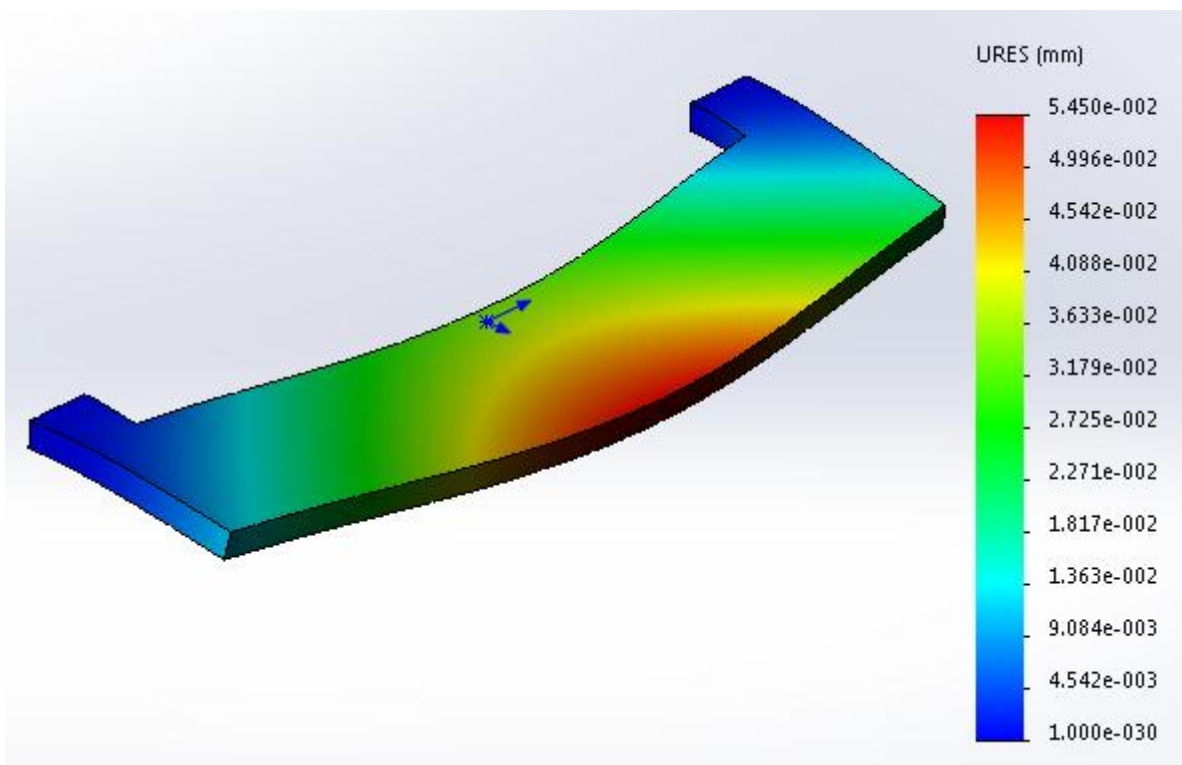
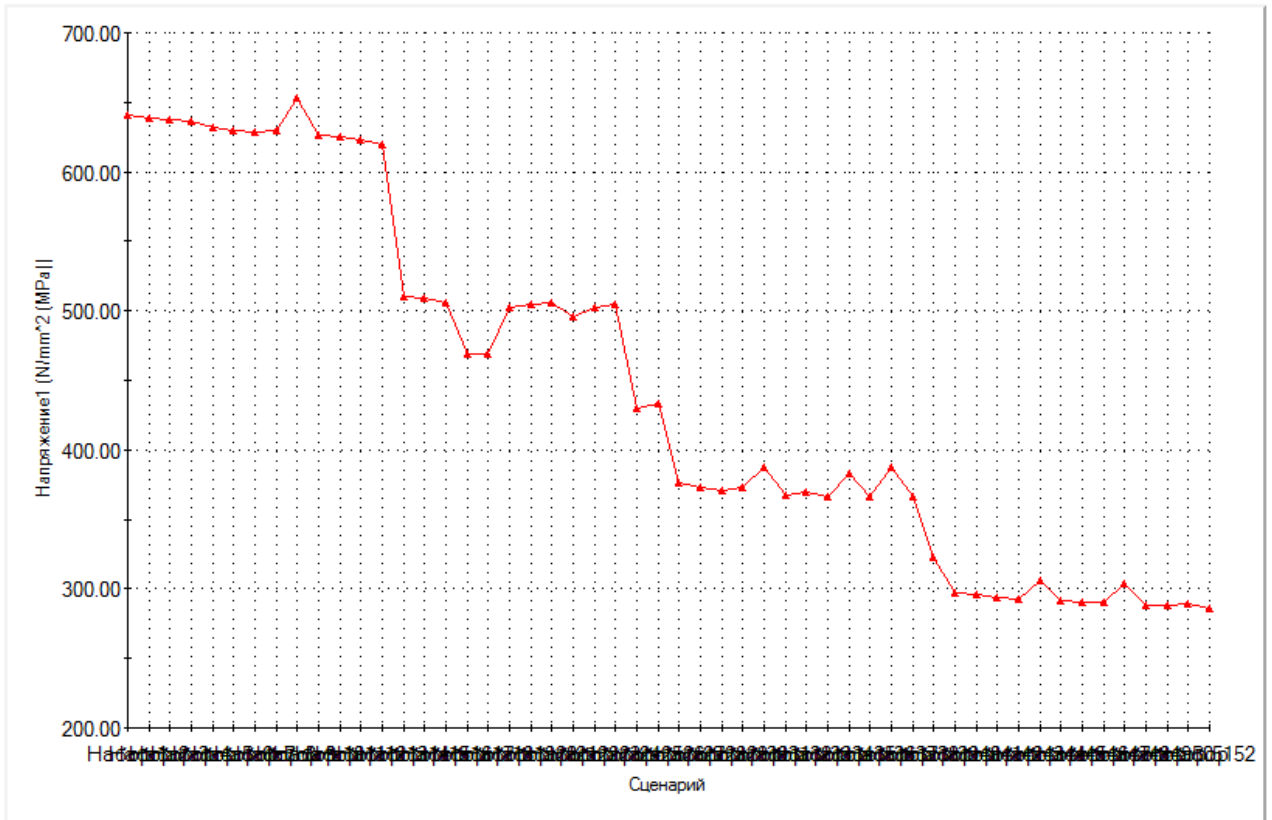


Рис. 38. Епюра переміщень при оптимальному значенні параметрів  $\delta_{-1} = f(bk)$ ,  $\delta_{-1} = f(hk)$

История: Исследование проектирования 1



— Напряжение1

Рис. 40. Графік залежності напружень  $\delta_{-1} = f(b_k)$ ,  $\delta_{-1} = f(h_k)$

История: Исследование проектирования 1

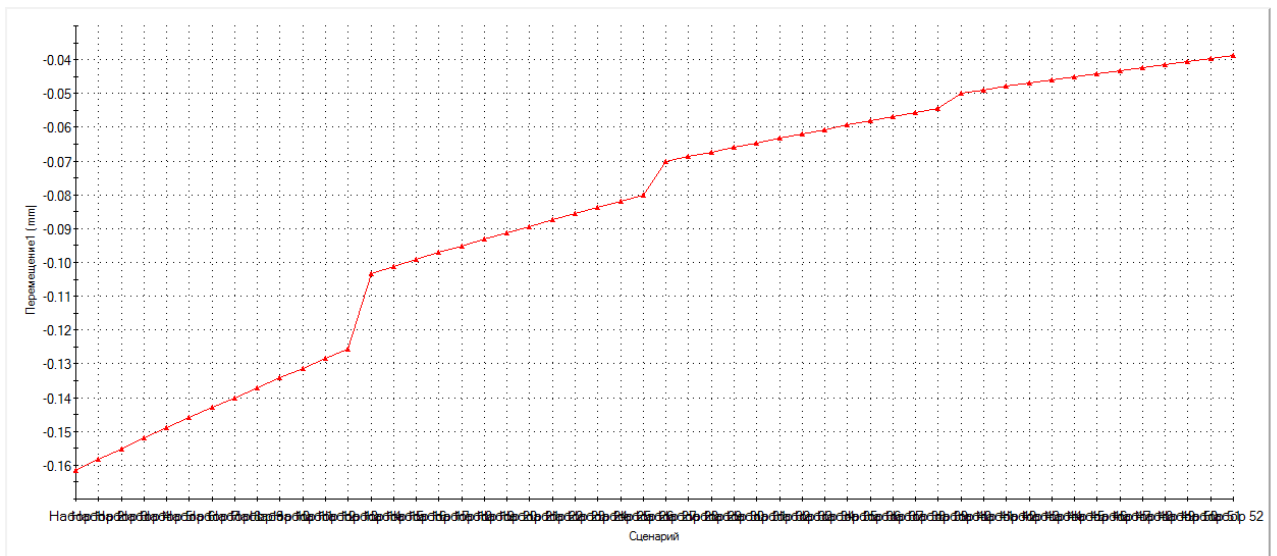


Рис. 41. Графік залежності максимальних переміщень  $\delta_{-1} = f(b_k)$ ,  $\delta_{-1} = f(h_k)$

Найменування об'єкта дослідження	Максимальне значення		
	напруження	переміщення,	Маса деталі
	МПа	мм	кг
$B_k=23$ мм	332,3	0,05	$9,2 \cdot 10^{-3}$
$b_k=5,2$ мм			
$h_k=0,8$ мм			

### Висновок по розділу

Отримані результати показують, що навіть незначна зміна товщини клина розмірів призводить до локалізації небезпечних зон і відповідно збільшення коефіцієнта міцності так зменшення напружень, що може бути застосовано для розширення діапазону швидкостей механізму.

## ВИСНОВКИ БАКАЛАВРСЬКОЇ РОБОТИ

В даній бакалаврській роботі був вило виконано:

- аналітичний огляд клинів, які забезпечують зниження динамічних навантажень автоматів для виготовлення штучних виробів;
- експериментальне визначення експлуатаційних характеристики в'язального механізму автомату ОЗД;
- розроблено твердо тілу модель клину в середовищі SolidWorks;
- моделювання в середовищі SolidWorks визначено критерії впливу параметрів клину на його міцність та піддатливість шляхом;
- проведено оптимізацію геометричних параметрів двох балочного клина за критеріями міцності та максимально допустимих переміщень;

В результаті встановлено найбільші зони напружень виникають в зоні консольного кріплення клина, їх зниження можна досягти шляхом конструктивних рішень, або шляхом оптимізації параметрів.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Мильченко И.С. Теория угла кулирования //Трикотажная промышленность. - 1935. - №1. - С.25-29.
2. Болдырев А.С. Анализ условий удара пятки иглы о клин замка // Трикотажная промышленность. - 1939. - №7. - С.10-14.
3. Котляр А.М. Причины полома игл на круглочулочных автоматах //Лег. пром-сть.-1952.-№1.- С.35-36.
4. Майер К.К. О сроках службы трикотажных игл на круглочулочных автоматах// Легкая пром-сть. - 1955. - №3. С.19-23.
5. Петров Е.И. Ударные нагрузки в игле при работе круглочулочного автомата //Легкая промышленность. - 1958. - №1. - С.13-16.
6. Петров Е.И. Работа чулочных автоматов на повышенных скоростях// Легкая промышленность. - 1958. - №12.
7. Петров Е.И. Об условиях работы вязальных игл //Текстиль.пром-сть.- 1959. - №3. - С.25-28.
8. Петров Ю.И., Петров Е.И. Волны напряжений в стержневых деталях машин при продольном ударе // Изв.вузов. Машиностроение. - 1959. - №5. -С.11-24.
9. Петров Е.И. Влияние ударных волн на разрушение крючков трикотажных игл //Текстильная промышленность. - 1960. - №3.
- Munden D.L. Betrachtungen zun konstruktion von strickmaschinenschlossern //Journal of textile insninune. - 1960. - №5. - p.712-716.
10. Петров Е.И. Новые формы игл для скоростных чулочных автоматов //Текстильная промышленность. - 1962. - №1.
11. Heeg L. Untersuchungen zur konstruktion von Schlobteilen in Rechts/Links-Kleinrundstrickmaschinen //Deutsche Textil-Technik. - 1967. - J/17. - №6.
12. Соловьев Л.И., Гарбарук В.Н. Клинья трикотажных машин, спроектированные по составным законам движения //Изв.Вузов. Технология легкой промышленности. - 1967. - №5. - С.111-117.
13. Knapton J. New desing aspects of weft knitting machinery //Knitting Outerwear Times. - 1967. - v.36. - №8.
14. Knapton J. The dynamics of weftknitting. Further theoretical snd mechanical analyses // Textile Research Journal. - 1968. - v.38. -№9.
- Henshaw D. Cam forces in weft-knitting //Textile research journal.-1968.- №3.-p.592-596
15. Knapton J. Knitting Machinery //Journal of the Textile Institute. - 1970. - vol.61. - p.7.
16. Barth J. Beatrachtungen uber die reibunskrafte zwschen wirkwerkzengen und ihrer filhrung //Deutsche Textiltechnik. - 1970. - №8. - s.500-507, 570-576.
17. Barth J. Gestaltung von Schlobkurven nach Bewegungsgezetzen //Deutsche Textil-Technik. - 1971. - J/21. - №8. - s.628-634.
18. Barth J. Beatrachtungen und Gestaltung von Schlobkurven und werkzengen unter dem Gesichtspunkt minimater strobkrafte //Deutsche Textiltechnik. - 1972. - №7.-s.439-442

19. Масленников Е.С. Особенности работы игл при вязании жаккардового переплетения при повышении скорости вязания // Машиностроение для легкой промышленности. - 1973. - №8. - С.7.
20. Вульфсон И.И. К проблеме динамической устойчивости при изгибных колебаниях игл кругловязальных машин //Машины и технол. текстил. и трик. пр-ва. - Рига: 1974. - №5. - С.116-121.
21. Масленников Е.С., Полухин В.П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов. Сообщение 1//Изв.вузов. Технология легкой промышленности. - 1974. - №1. - С.113-120.
22. Масленников Е.С., Полухин В.П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов.Сообщение 2//Изв.вузов. Технология легкой промышленности.- 1974. - №2. - С.146-150.
23. Сарксян Ф.В. Профилирование подъемного клина кругловязальной машины КЛК //Машиностроение для лег. пром-сти. - М.: ЦНИИТЭИлег-пищемаш. - 1974. - №10. - С.11-15.
24. Navranek M., Kladensky M. Zur erage der bewegung der stricknadel auf dem strickmaschinenschlob //Wirkerei- und Strickerei Technik. - 1974. - №5. - s.268-273.
25. Васильев Н.М. Расчет прочности крючка язычковой и движковой игл основовязальных машин // Машиностроение для лег. пром-сти. - М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш. - 1975. - №6. - С.6-11.
26. Ежаков С.Г., Мизери А.А. Повышение качества трикотажных язычковых игл при изготовлении их на автоматической линии //Технол. Машиностроения. -М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш. - 1975. -56с.
27. Сарксян Ф.В. Исследование движения иглы кругловязальной машины КЛК-3 при помощи скоростной киносъемки//Изв. вузов. Технология лег.пром-сти. - 1975. - №3. - С.164-166.
28. Пипа Б.Ф., Головчан В.Т., Гайдайчук И.П. О распространении волн напряжений в штампованной игле трикотажной машины //Изв. вузов. Технология лег.пром-сти. - 1975. - №2. - С.147-153.
29. Пипа Б.Ф. Исследование статической податливости системы игла-клин трикотажной машины //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1975. - №6. - С.122-127.
30. Kraus H., Speetjens J.,Virgilio D. Factors contribution to hook failure of latch needles in weft knitting //Textile research journal. - 1975. - №12.
31. Neumann H. Betrachtung von nadelstörungen ihre entstehung und auswirkungen //Melliand Textilberichte. - 1975 .- №5. - s.372-376.
32. Wray G.R., Burns N.D. Transducers for the precision measurement of weft-knitting forces. Part II. A yang-force transducer // Journal of the textile institute.-1976. - №4. - p.119-122.
33. Wray G.R., Burns N.D. Dynamic force in weft-knitting // Journal of the textile institute. - 1976. - №5. - p.149-165.
34. Wray G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part I: The theory of stitch-cam impact // Journal of the textile institute. - 1976. - №6. -p.189-194.
35. Wray G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part III:A stitch-cam impact transducer // Journal of the textile institute. - 1976. - №6. -p.195-198.

36. Лебедев А.Н., Гарбарук В.Н. Профилирование клиньев кругловязальных машин по дугам окружностей// Изв. вузов. Технология лег.пром-сти.- 1977. -№4. - С.139-146.
37. Пипа Б.Ф., Присяжнюк П.А. Повышение долговечности клиньев кругловязальных машин // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1978. -№4. - С.127-133.
38. Сарксян Ф.В. Новые замковые системы для кругловязальных машин КЛК //Пром-сть Армении.- 1978. №5. - с.76-77.
39. Lay T., Knapton J. The design and dynamics of non-linear cams for use in high speed weft-knitting machines. Part II/ The analysis of knitting-yarn tensions with non-linear cams and negative feed // Journal of the textile institute. - 1978. - №6. -p.169-175.
40. Knapton J., Lay T. The design and dynamics of non-linear cams for use in high speed weft-knitting machines. Part III. The analysis of knitting yarn tensions with non-linear cams and positive feed // Journal of the textile institute. - 1978. - №6. -p.176-179.
41. Knapton J., Lay T. The design and dynamics of non-linear cams for use in high speed weft-knitting machines. Part IV. The design and performance of non-linear cams applied to a weft- knitting machines //Journal of the textile institute. - 1978. - №6. - p.180-186.
42. Knapton J., Lay T. The design and dynamics of non-linear cams for use in high speed weft-knitting machines. Part V. Theoretical and experimental comparisonst// Journal of the textile institute. - 1978. - №6. - p.187-193.
43. Wray G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part V: Guard-cam impact //Journal of the textile institute. - 1978. - №8. - p.229-234.
44. Wray G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part VI: Guard-cam impact transducer //Journal of the textile institute. - 1978. - №8. -p.235-237.
45. Wray G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part X:The characteristics of latch-needle brearfiges //Journal of the textile institute.-1978.- №10.- p.309-314
46. Wray G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part II: A needle impact transducer // Journal of the textile institute. - 1978. - №10. - p.315-320.
47. Pestel K. Finsterbusch K. Berechnund der an Strickmaschinenschlossern wirkender Krafte//Textiltechnik. - 1978. -№10. -s.631-635.
48. Пипа Б.Ф., Гайдамака В.К. Влияние конструкции трикотажной иглы на надежность ее работы //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1979. - №1.-С.136-139.
49. Пипа Б.Ф. Исследования по усовершенствованию петлеобразующих систем вязальных машин // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1979. -№3. - С.116-119.
50. Пипа Б.Ф., Сердюк В.П., Бакан Л.А. Исследование влияния конструкции штеги на динамические нагрузки в петлеобразующих системах вязальных машин типа МС // Изв. вузов. Технология лег .пром-сти. - 1979. - №3. - С.120-124.
51. Пипа Б.Ф., Присяжнюк П.А., Мусикян Р.В. Исследование нагрузок, возникающих в вязальных системах кругловязальной машины МС-9 //Исслед. и оптимиз. Процессов текстил. технол. - Рига: 1979. - №9. - С.109-116.



52. Пипа Б.Ф., Бакан Л.А. Усовершенствование профилей клиньев // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1979. - №4. - С.131-135.
53. Schuler V. Überlegungen zur Leistungssteigerung // Wirkerei- und Strikerei. -1979. - №2. - С.70-73.
54. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. - М.: Машиностроение, 1980. - 472с.
55. Гайдамака В.К., Пипа Б.Ф. Влияние конструкции трикотажной иглы на напряжения в крючке //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1981. - №4. -С.102-104.
56. Горов Э.А., Снетков В.А. Определение усилия взаимодействия иглы и клина трикотажной машины. - М., 1981, -7с. - Деп. в ЦНИИТЭИлегпром 7.04.81, №443-81.
57. Окс Б.С., Крумин Э.Э., Землянова Г.Л. Анализ удара пятки игловода о клин на чулочном автомате //Исслед. и оптимиз. Процессов текстил. технол.-Рига: 1981. - №11. - С.100-102.
58. Яги Л., Пипа Б.Ф. Усовершенствование механизмов вязания кругловязальных машин //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1981. - №3. - С.121-124.
59. Pietikainen I. Einfluß der Garneigenschaften und der Art der Fadenzuführung auf die Maschenbildungskräfte // Melliand Textilberichte. - 1981. - №6. - s.469-473.
60. Schwellbach J. Ursachen von Zungenbrüchen in Rundstrickmaschinen //Wirkerei - und Strikerei. -1981. - №10. - s.864-868.
61. Пипа Б.Ф., Присяжнюк П.А., Волинец Ю.М. Использование в кругловязальных машинах демпфирующих клиньев // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1982. - №5. - С.120-125.
62. Jurgens R., Pestel K. Erfassung der dynamischen Belastung des Nadelfasses beim Strickprozess // Textiltechnik. - 1982. - №5. - s.287-290.
63. Гайдамака В.К. Повышение долговечности язычковых игл вязальных машин: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. тех. наук: спец. 05.02.13 "Машины и агрегаты легкой пром-сти"/ В.К. Гайдамака. - К.: 1983. -22с.
64. Гайдамака В.К., Красовский А.Я., Крамаренко И.В. Причины и характер разрушения игл вязальных машин //Проблемы прочности. - 1983. -№3 - С.68-71.
65. Окс Б.С. Оптимизация процесса петлеобразования на трикотажных машинах. - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983. - 152с.
66. Hartel K. Rechnerunterstützte Konstruktion und Fertigung von Strickschloßteilen // Wiss.Z.techn.Hochsc.Karl-Stadt. - 1983. - №4. - s.538-542.
67. Offerman P.,Putzger G. Erkenntnis aus Verschleißmessungen an Zungennadeln measurements of abrasion wear on latch needles // Melliand Textilberichte. - 1983. - №4. - s.278-281.
68. Jurgens R., Pestel K.Analyse der Zungennadelbewegung wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen // Textiltechnik. - 1983. - №4. - s.530-537.
69. Кислюк И.В., Дудрин В.Н. Возможность повышения скорости трикотажных машин за счет создания криволинейных профилей клиньев// Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1984. - №1. - С.111-115.
70. Budulan C., Andriesan L. Systemes non-lineaires de cames pour des machines a tricoter circulaires interlocre a 96 systemes //Buletinul institutului politehnic din Iasi.-

