

## ОПТИМІЗАЦІЯ СИЛОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГРУНТООБРОБНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ПРИКЛАДІ ШЛЕЙФ БОРОНИ «ЛАРИ»

© **Панов О.В., Сімсон Е.А.**

*Національний Технічний Університет «Харківський Політехнічний Інститут»*

### Інформація про авторів:

**Панов Олексій Вікторович:** ORCID: 0000-0001-9794-681X; Oleksii.Panov@infiz.khpi.edu.ua; аспірант кафедри «Математичного моделювання та інтелектуальних обчислень в інженерії»; Національний Технічний Університет «Харківський Політехнічний Інститут»; вулиця Кирпичова, 2, м. Харків, 61000, Україна.

**Сімсон Едуард Альфредович:** ORCID: 0000-0003-4178-4828; Eduard.Simson@khpi.edu.ua; доктор технічних наук, професор кафедри «Механіка суцільних середовищ та опору матеріалів»; Національний Технічний Університет «Харківський Політехнічний Інститут»; вулиця Кирпичова, 2, м. Харків, 61000, Україна.

В даній статі розглянута методика розрахунку рам сільськогосподарської причіпної техніки за допомогою алгоритмів топологічної оптимізації. Робота виконана з метою підвищення конкурентоспроможності продуктів українських виробників за рахунок зниження ваги та собівартості силових рам при збереженні їх міцностних характеристик на усіх режимах роботи причіпної техніки.

Для проведення оптимізації було взято одну з базових моделей культиватору виробництва фірми «Лозівські Машини», та проведено низку оптимізаційних розрахунків для отримання спочатку топології, а в решті, і конструкції силової рами для даного виду агрегатів.

В результаті проведених досліджень встановлена оптимальна топологія ключових вузлів рами агрегату і розроблена низка технологічних елементів конструкції. Отримані дані наведені в статі у графічному вигляді та проведено перевірочний аналіз міцності щодо вимог до даного типу конструкцій.

Аналіз отриманої конструкції довів правильність обраних методів оптимізації, та показав, що отримані характеристики силової рами задовольняють вимогам експлуатації сільськогосподарської техніки.

**Ключові слова:** топологічна оптимізація, сільськогосподарська техніка, культиватор, рамні конструкції, запас міцності.

**Panov O.V., Simson E.A.** “Optimization of the power design of soil tillage equipment using the "LARI" pluge harrow”

In this article, the method of calculating the frames of agricultural trailers using topological optimization algorithms is considered. The work was carried out in order to increase the competitiveness of the products of Ukrainian manufacturers by reducing the weight and cost of power frames while maintaining their strength characteristics in all modes of operation of the trailer.

To carry out the optimization, one of the basic models of the cultivator produced by the company "Lozivski Mashyny" was taken, and a number of optimization calculations were carried out to obtain first the topology, and in the rest, the design of the power frame for this type of units.

As a result of the research, the optimal topology of the key nodes of the unit frame was established and a number of technological design elements were developed. The obtained data are presented in the article graphically, and a verification analysis of the strength of the requirements for this type of structures was carried out.

The analysis of the obtained structure proved the correctness of the chosen optimization methods, and showed that the obtained characteristics of the power frame meet the requirements for the operation of agricultural machinery.

**Keywords:** topological optimization, agricultural machinery, cultivator, frame structures, safety margin.

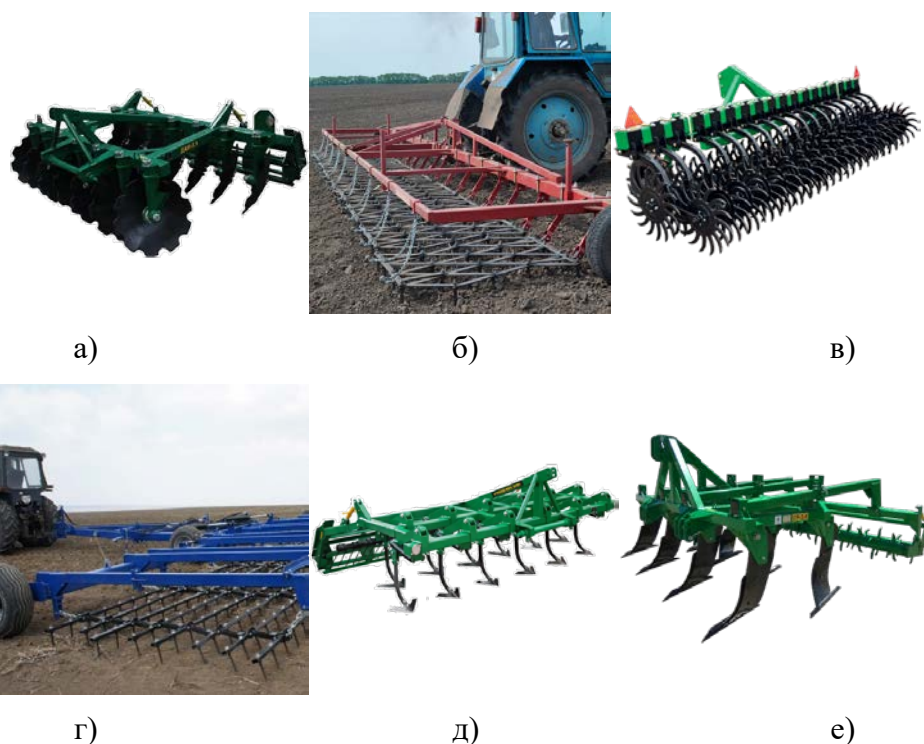
### Постановка задачі

Україна була і залишається однією з провідних аграрних країн світу. Тому сільськогосподарське машинобудування традиційно є однією з найважливіших галузей вітчизняної промисловості, яка, відштовхуючись від потреб внутрішнього ринку, має також і великий експортний потенціал.

Основними видами сільськогосподарського технологічного обладнання, що застосовується аграріями є навісне та причіпне обладнання, в силу можливості швидкої зміни, універсальності та відносно невеликої вартості. Фактично, близько 80% всіх сільськогосподарських операцій виконуються саме навісним та причіпним обладнанням, а у сфері обробки ґрунту – майже 95% припадає саме на таке обладнання.

До цієї великої групи належать такі типи навісного обладнання, як:

- Дискові борони (рис 1а),
- Зубові та зубо-пружинні борони (рис 1б),
- Ротаційні борони (рис 1в),
- Шлейф-борони (рис 1г),
- Культиватори (в т.ч. дискові) (рис 1д),
- Плуги,
- Глибкорозпушувачі (рис 1е).



**Рис. 1** – Різні типи навісного обладнання



Практично повний спектр цього сільськогосподарського обладнання розробляється та виробляється компанією «Лозівські Машини», що входить до великої приватної машинобудівної Групи компаній «УПЕК». «Лозівські Машини» - один з лідерів у конструюванні та виробництві аграрної техніки в Україні. Машини цього бренду мають репутацію надійного та ефективного обладнання з оптимальним співвідношенням ціна-якість у своєму класі.



а)



б)



в)



г)



д)



е)



є)



ж)





з)

і)

**Рис. 2** – Продукція компанії «Лозівські Машини»: а) коротка дискова борона-луцильник; б) борона вертикального обробітку; в) важка дискова борона; г) зубопружинна борона; д) важка зубова борона; е) шлейф-борона; є) польовий культиватор; ж) передпосівний культиватор; з) ротаційна борона; і) глибокорозпушувач

Як можна побачити навіть з цих загальних фото (рис. 2), основою всіх причіпних агрегатів є силова рама, яка передає тягове зусилля від трактора (або іншого рушія) безпосередньо на робочі органи – зуби або диски борін, леза плугів, диски або решітки культиваторів й т.д. Саме конструкція силової рами в більшості і забезпечує агротехнічні властивості обладнання, економічність, вплив на середовище, а, з іншого боку, визначає їх вагу та вартість, що безпосередньо впливає на співвідношення «ціна – якість» і в кінці кінців – на конкурентоспроможність техніки.

В статті на прикладі одного з самих простих (а тому наглядних) виробів причіпної ґрунтообробної техніки – зубової шлейф-борони «ЛАРІ» (рис. 3) розглядається методологія моделювання та оптимізації силової (рамної) конструкції, яка в подальшому буде застосована авторами для оптимізації інших, більш складних конструкцій ґрунтообробного обладнання.



**Рис. 3** – Шлейф-борона ЛАРІ

Згідно з потребами циклу підготовки ґрунту, основне призначення зубової шлейф-борони ЛАРІ – розпушування ґрунту та вирівнювання поля, щоб підготувати ґрунт до сівби, водночас - збереження вологи, знищення бур'янів. Борона ефективно використовується як весною, так і восени та дає можливість виїхати в поле при будь-якій погоді та набагато раніше інших агрегатів, бо ЛАРІ практично не чуттєва до вологості, а конструкція робочого органу (ромбовидного зубця) виключає налипання та забивання.

Зазначений виробник «Лозівські Машини» випускають цілу низку виробів «ЛАРІ» з шириною захоплення від 7 м до 21 м. У статті, як приклад, буде розглянуто найбільшу з машин «ЛАРІ-21» з максимальною шириною захоплення ґрунтообробки – 21 м. Такий вибір пов'язаний не тільки з максимальною навантаженістю цього виробу, як в основному, робочому режимі, так і при маневруванні та переході в транспортне положення, але ще й з тим, що нова рама «ЛАРІ-21» повинна у подальшому бути уніфікованою у застосуванні при виробництві іншого дуже популярного виробу – важкою борону «ЛІРА XL».

«ЛІРА XL-21» забезпечує відмінний розподіл навіть наймасивніших скупчень поживних залишків на поверхні поля. Це єдина борона, яка дозволяє в осінній період працювати по пересушеному ґрунту, руйнуючи поверхневу кірку, тим самим виключаючи подальше випарування вологи. Унікальність «ЛІРА XL» полягає в тому, що вона дозволяє проводити 5 операцій за один прохід. Наприклад, раннє весняне боронування та розпушування поверхневої кулі на глибину 2-10 см одночасно: - закриває вологу; - провокує бур'яни на проростання з подальшим їх знищенням; - вирівнює поверхню поля та готує ґрунт до сівби; - здійснює закладання мінеральних добрив та пестицидів; - рівномірно розподіляє поживні залишки.



Рис. 4 – Важка зубова борона ЛІРА XL

В статті використовується методика поєднання методів топологічної та параметричної оптимізації. Основні прийоми параметричної оптимізації наведені у монографії [1]. Деякі корисні ідеї щодо топологічної оптимізації силових рамних конструкцій запропоновані у статтях [2 - 4]. Розрахунок та проектування навантажених конструкцій навісних та причіпних агрегатів розглядалися в дослідженнях [5 - 7], однак авторам не вдалося знайти роботи, які поєднували б топологічну оптимізацію структури рамної конструкції поряд з параметричною оптимізацією її елементів. Як інструмент твердотільного моделювання використовувалися пакети CREO (PTC, США) та Solid Works (DassaultSystemes, Франція), а для аналізу напружено-деформованого стану - CREO (PTC, США) та ANSYS (AnsysInc. США) разом з програмуванням алгоритмічних оболонок параметричної оптимізації.

#### Виклад основного матеріалу:

В процесі рішення тестових задач оптимального проектування автори прийшли до наступної послідовності етапів чисельного процесу



- 1) Перший етап топологічної оптимізації. Налаштування параметрів евристичного алгоритму. Отримання першого прототипу оптимальної структури силової рами.
- 2) Перший етап «технологізування» (технологічного спрощення) структурита прокладка головних силових елементів (балок), що неваріюються.
- 3) Другий етап топологічної оптимізації після введення силових елементів (балок), що не варіюються
- 4) Другий етап технологічного спрощення структури шляхом закріплення нових силових елементів (балок), що не варіюються.
- 5) Останній етап топологічної оптимізації структури силової рами
- 6) Детальна топологічна оптимізація форми окремих силових криволінійних елементів.
- 7) Параметрична оптимізація конструкції з урахуванням технологічності та уніфікації (об'єднання груп балок до одного спільного параметру, що варіюється).
- 8) Перевірочні розрахунки конструкції на навантаження у неробочих режимах (маневрування, транспортне положення тощо).

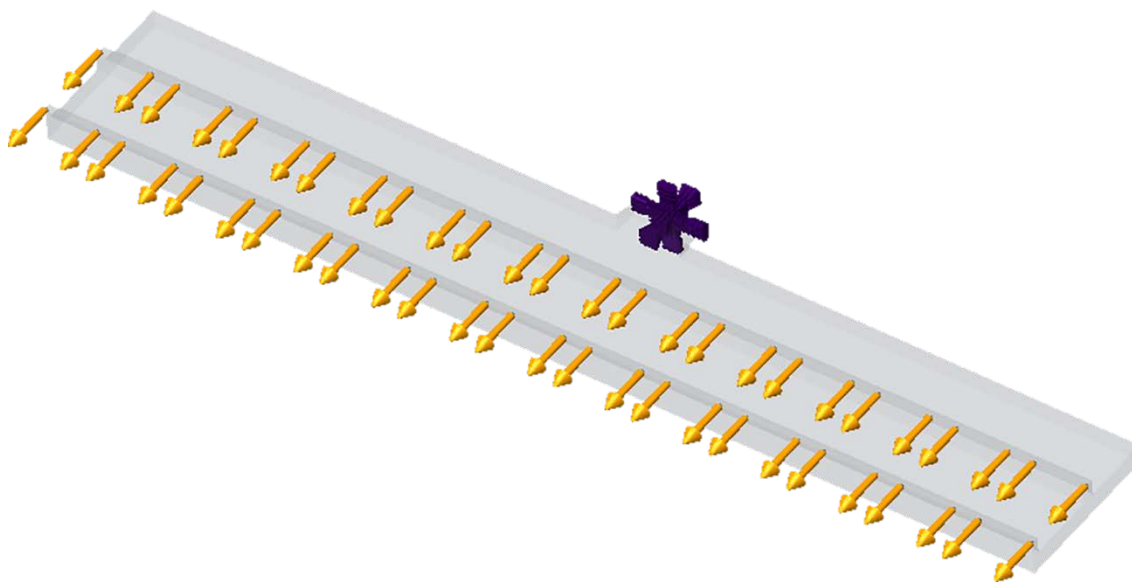
Загальна постановка задачі оптимізації виглядає наступним чином

$$\min\{J = \iiint \rho dx dy dz\}, [K]\vec{y}^{(j)} = \vec{F}^{(j)}, \sigma_i^j(\vec{x}) \leq [\sigma], j = \overline{1,3}, T \leq [T]$$

Головним критерієм (ціллю) є мінімізація матеріалоемності (ваги) конструкції. Функціональними обмеженнями варіювання виступають локальні нерівності напружень за Мізесом для кожного з трьох типів навантаження та інтегральне обмеження на час до руйнування внаслідок накопичення ушкоджень у квазістатичній постановці.

В цій статті ми розглядаємо тільки топологічну вагову оптимізацію під впливом головного детермінованого робочого режиму навантаження з урахуванням локальних обмежень короткострокової міцності. Інші режими навантаження залучаються на етапі перевірконого міцнісного аналізу.

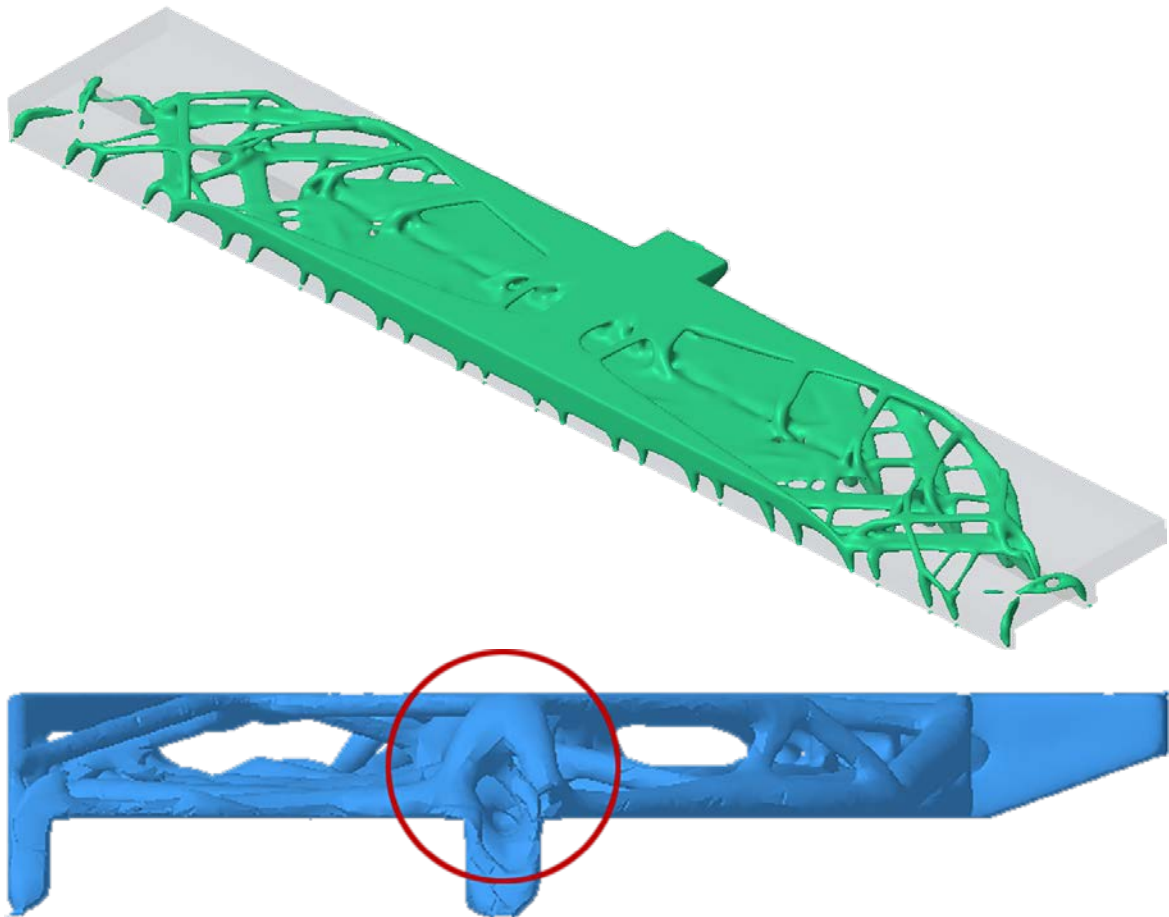
На першому етапі топологічної оптимізації рами було потрібно отримати «загальну» топологію рами під впливом робочих навантажень (тягове зусилля трактору та відповідно - сили опору ґрунту – Мал.5), а також підібрати оптимальні параметри роботи алгоритму топологічної оптимізації.



**Рис. 5** – Загальна структура навантаження

Як відомо [1] евристичні алгоритми топологічної оптимізації відрізняються стратегією відкидання з початкового континууму того чи іншого кінцевого елемента якщо навантаження в ньому менше відповідного порогового рівня. В розрахунках ми використовували стратегію зниження маси з основним критерієм порогу безпеки не менше, ніж 5 кратний запас міцності, та додатково – коефіцієнт розрідженості (тобто наскільки багато може бути топологічних «гілок» у конструкції)

На першому етапі у якості початкового силового континууму використовувалася пластина, що була розбита на 997868 об'ємних елементів типу тетраедр. За результатами розрахунку (Рис. 6) при різних коефіцієнтах розрідженості конструкції та безпеки стало очевидною доцільність внесення до конструкції подовжнього силового елемента-балки (Рис. 6б).



**Рис. 6** – Результати розрахунків першого етапу (а – одна з проміжних ітерацій для максимального коефіцієнту розрідження, б – боковий перетин)

На другому етапі до робочого об'єму була додана подовжня силова балка і розрахунки було подовжено в тому ж робочому об'ємі.

На малюнку 7 можна побачити орієнтовну топологію майбутньої рами, як вона змінилася після введення подовжньої силової балки. Для наглядного сприйняття на зображеннях проміжних ітерацій подані тільки основні «найважчі» елементи конструкції.

Як показав аналіз на другому етапі технологічного спрощення структури рами, конструкція може бути розділена на дві умовні зони: «буксирна» та «робоча». При цьому для буксирної частини виникає очевидне спрощене рішення у вигляді основної балки та двох «підкосів» (червоні лінії на Рис. 7).

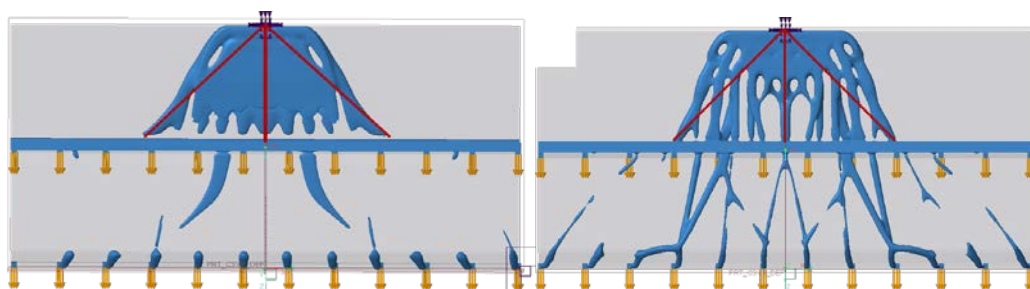


Рис. 7 – Прототипування «буксирної» зони

На наступному рисунку (Рис. 8) представлені варіанти розрахунків та пошуку оптимальної конструкції робочої зони знаряддя

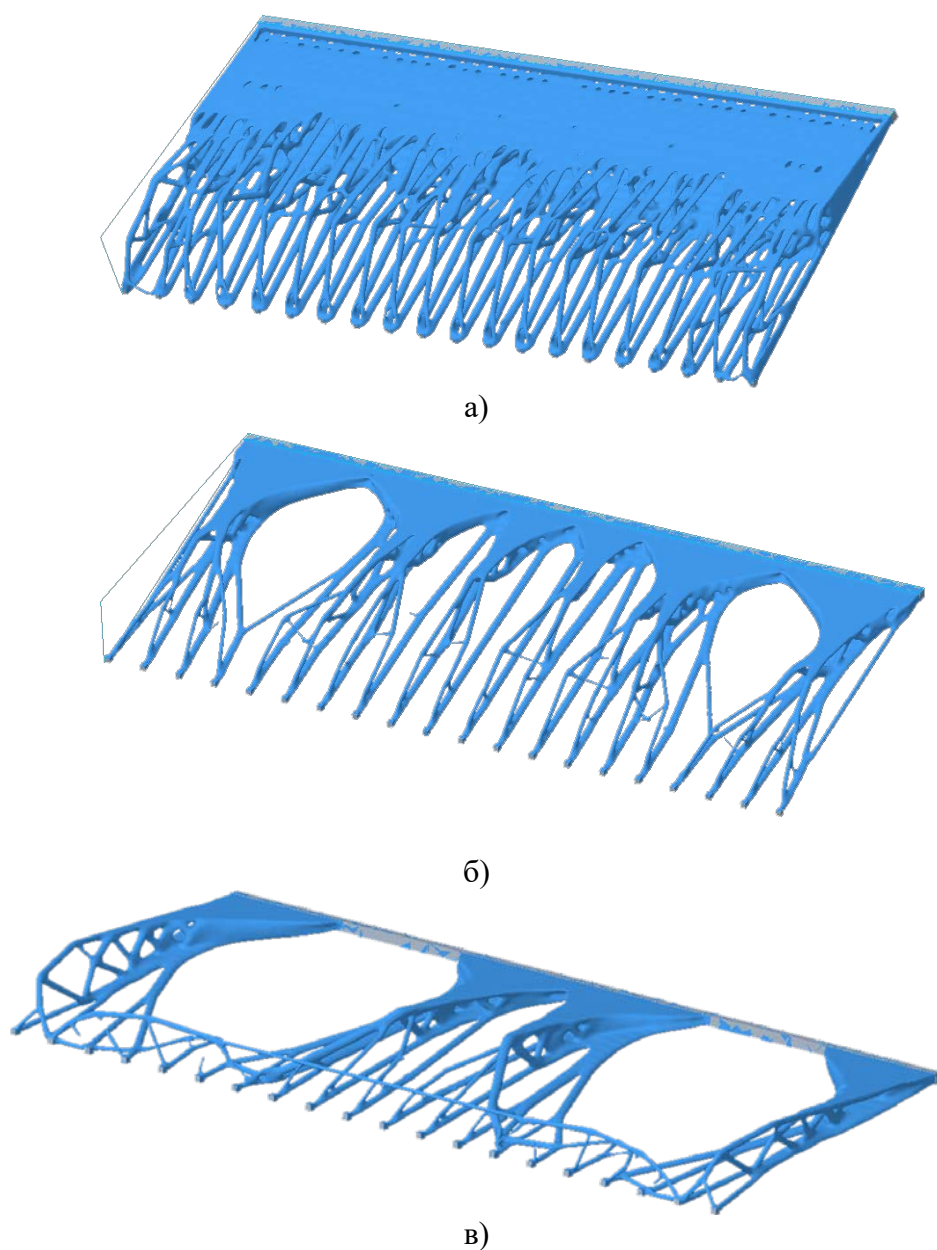


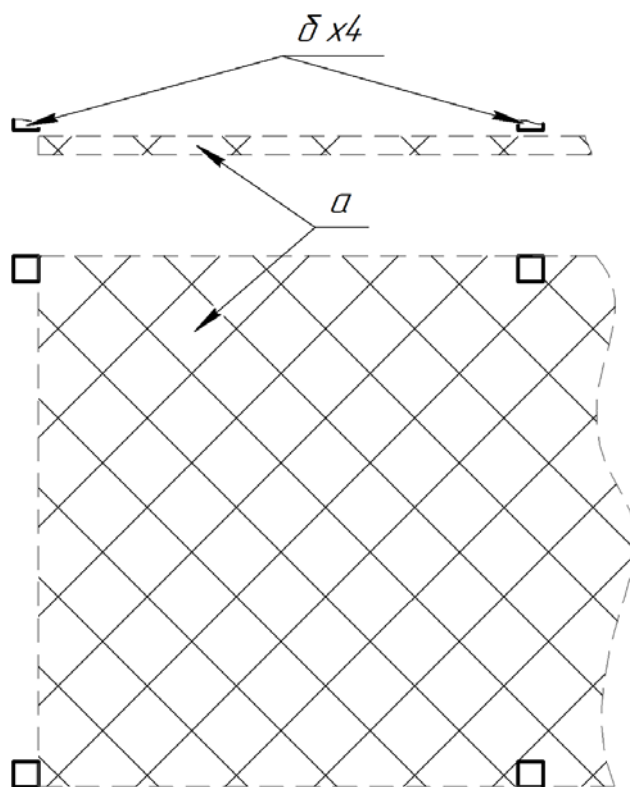
Рис. 8 – Розрахунок в повному об'ємі з середнім коефіцієнтом розрідженості та поступовим зменшенням допустимого використання маси. а – 40% б – 25% в – 12%



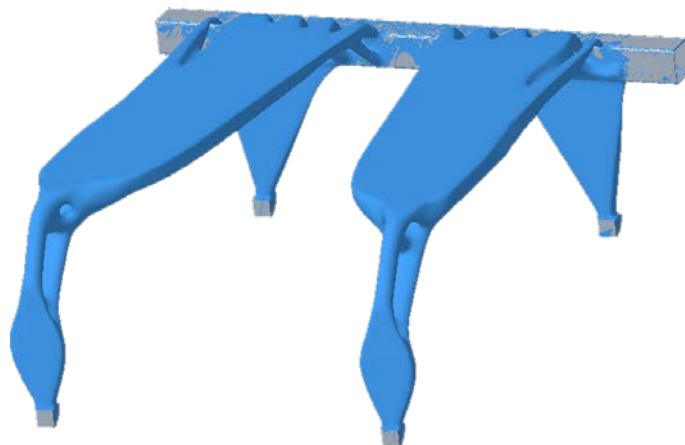
Для прискорення розрахунків на початкових ітераціях розрахунки проводилися для одного ряду кріплень.

Як ми бачимо, топологічна оптимізація в цьому випадку вельми ефективна по масі, але дуже неефективна з точки зору технологічності конструкції – частина елементів потребує хіба що 3Д печаті металів, що, навіть при наявності такого обладнання, призводить до невиправданого здороження фінального виробу і нереалістично для масового виробництва.

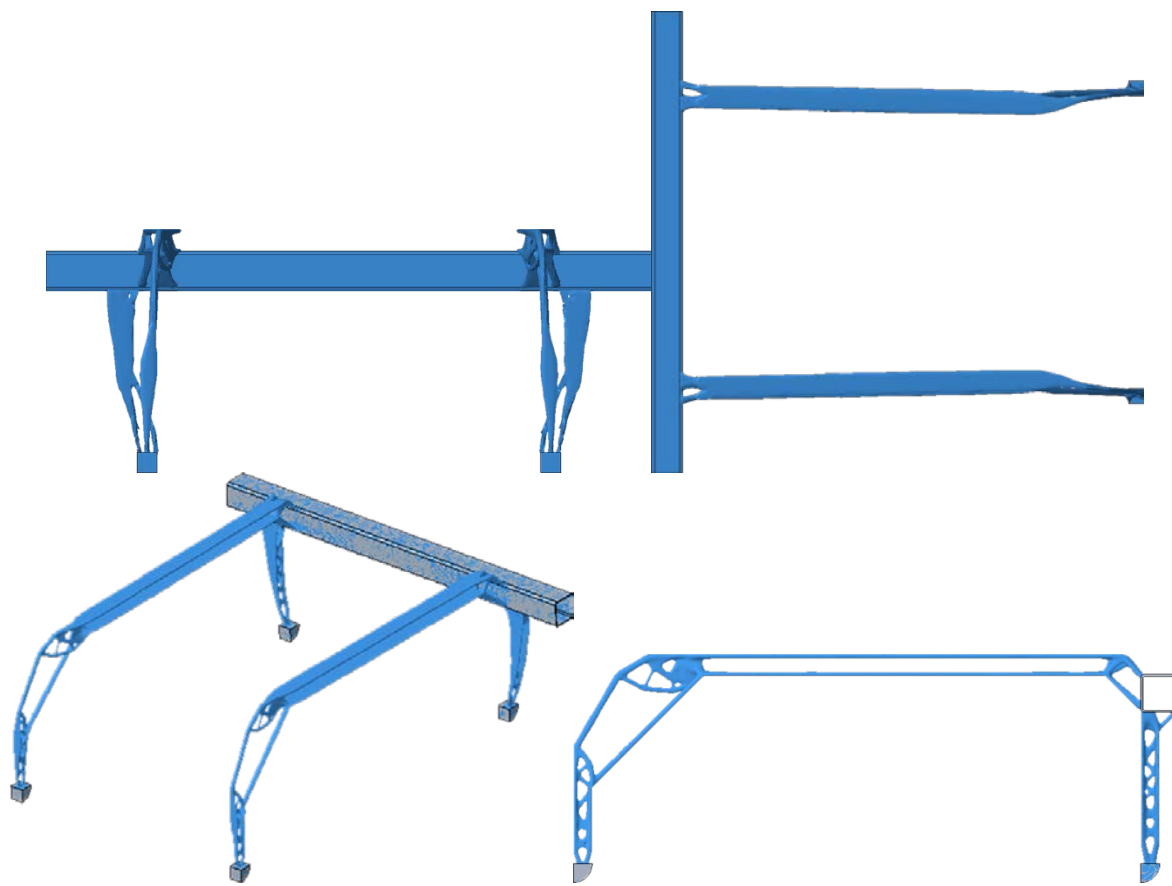
Тому робоча зона потребує додаткового етапу оптимізації з урахуванням оптимальної технологічності, тобто використанням «патерну» - набору силових елементів, а саме патерну, з 4 точками кріплення двох решіток борін (Рис. 9)



**Рис. 9** – Патерн розташування кріплень у робочій зоні, де а – робочій орган (решітка), б – місця кріплення робочого органу.



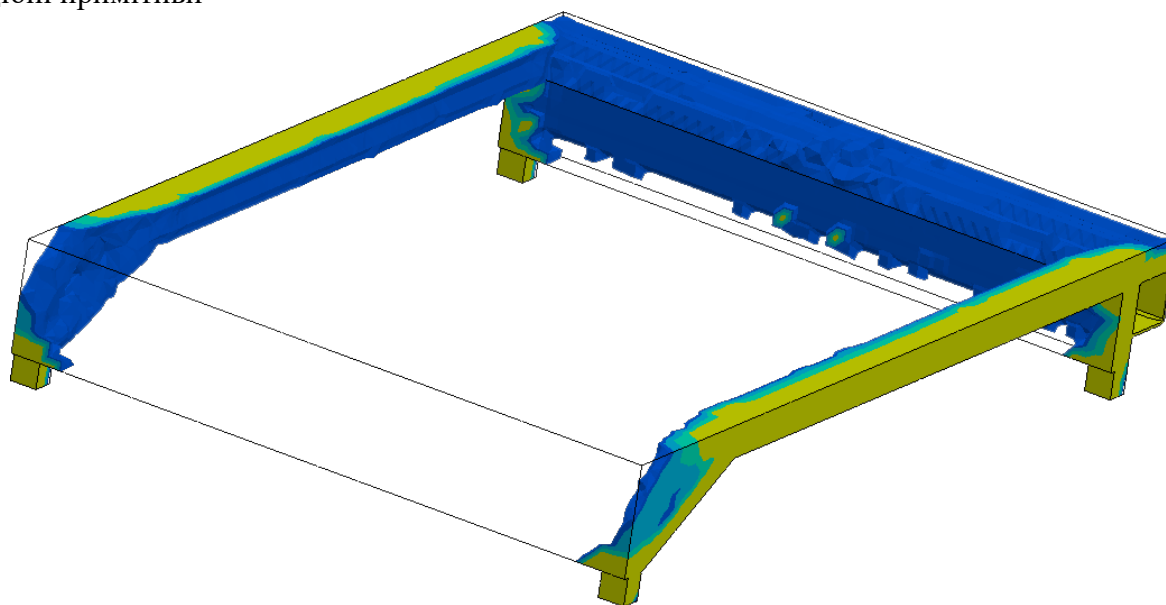
**Рис. 10** – Оптимізована конструкція робочої зони (перше наближення)



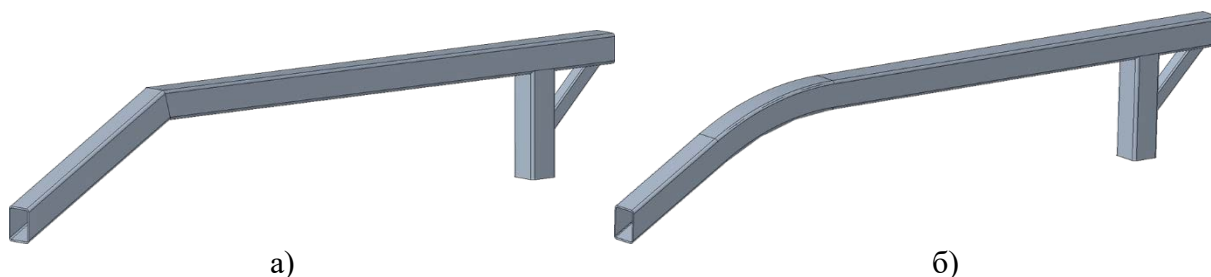
**Рис. 11** – Фінальний варіант оптимізованої конструкції робочої зони

Як бачимо, отримано дуже легку конструкцію, вже більш технологічну – більшість елементів можна виконати за допомогою традиційних методів виробництва, таких як згинання та зварювання.

Тому наступним етапом стала заміна основних елементів конструкції на балки та подібні примітиви

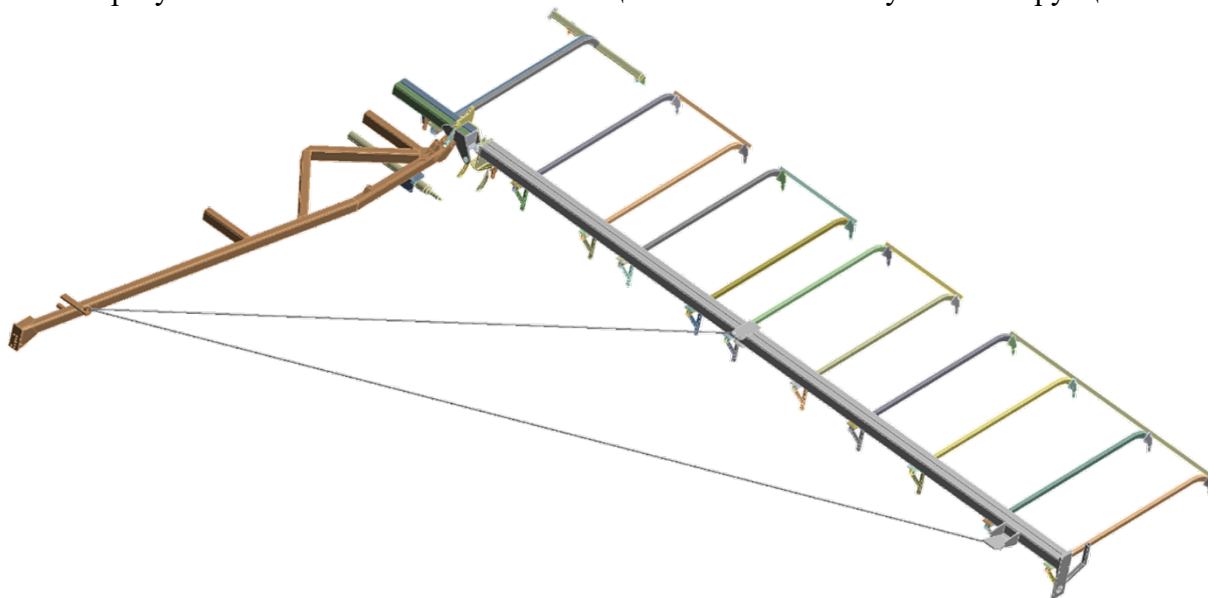


**Рис. 12** – Розрахунок стержньової моделі



**Рис. 13** – Фінальний конструктив балки кріплення, де а - зварювальний варіант, б - згинання

За результатами топологічної оптимізації виготовлена наступна конструкція Рис. 14)



**Рис. 14** – Конструкція ЛАРІ-21

Остаточна параметрична оптимізація конструкції була проведена шляхом параметричної оптимізації. В цілях уніфікації конструкції використані тільки 5 видів сортаментних балок, та відповідно, - параметрів поперечного перерізу балок, що варіюються, а саме: головної подовжньої силової балки, центральної тягової балки, інших тягових балок (розглянуто 2 випадка: всі тягові балки окрім центральної – однакові; або діляться на дві групи – центральну та периферійну); короткі подовжні білки (розглянуто 2 випадка: всі короткі подовжні балки однакові; або діляться на дві групи – центральну та периферійну). Враховуючи відносно невелику кількість параметрів, що варіюються, не має сенсу використовувати аналіз чутливості і тому в якості алгоритму оптимізації був прийнятий модифікований метод Нелдера Міда (деформованого многогранника).

Таким чином після трьох етапів топологічної оптимізації і 9 ітерацій параметричної оптимізації виявилось достатньо для отримання фінішного варіанту оптимальної силової конструкції ЛАРІ-21.

### **Перевірочний міцнісний аналіз оптимізованої конструкції**

Наступним кроком були проведені дослідження напружено-деформованого стану зубної шлейф-борони ЛАРІ-21 в робочій конфігурації на основному режимі і з урахуванням відхилення зусилля, що тягне, а також в транспортній конфігурації при відриві секцій під різними кутами. При проведенні дослідження методом кінцевих елементів для економії машинного часу розрахунку і скорочення обсягу завдання з геометрії були виключені деталі



і зборки, які не вносять істотний внесок у міцність, а саме всі металовироби, конструктивні гідравліки, декоративні пластини і так далі. Несучі елементи рами зубної борони виготовлені з прокату сталі 345-09Г2С з межею плинності 343 МПа без термічної обробки, що дозволяє застосовувати IV енергетичну теорію міцності, запропоновану Мізесом.

При дослідженні напружено-деформованого стану борони на основному режимі в робочій конфігурації враховувалося, що робочі органи знаходяться на землі і при обробці ґрунту чинять опір рівний

$$F = m \cdot g \cdot k,$$

де  $k = 0,4$  – коефіцієнт тертя для контактної пари сталь-ґрунт.

У результаті отримано ряд значень сил, які прикладені до рамних конструкцій, їх значення 921, 968 і 807 Н. На силовий гак прикладено зусилля рівне тязі трактора 50 000 Н. У розрахунку враховувалося дії сили тяжіння. На малюнку 1 представлений загальний вигляд ЛАРІ-21 з виключеними деталями з розрахунку в симетричній постановці

Граничні умови були обмеження всіх переміщень і поворотів в тяговому гаку, крім переміщення вздовж осі дії зусилля. Модель поведінки гідроциліндра є жорстким зв'язком між відповідними отворами. Рама та сниця представлені як шарнірне з'єднання. Вважається, що найнебезпечнішим для рамної конструкції є випадок, коли колеса ще не почали обертання і тягова сила трактора почала долати сили тертя, створювані робочими органами. Для такого початкового етапу граничною умовою є робота конструкції, коли колеса залишаються нерухомими. Для слідо-розпушувачів у збиранні врахована глибина роботи.

Також був змодельований вузол переходу у транспортне положення зі свободами відповідних осей обертання. На рис. 15 показана схема навантаження та граничні умови.

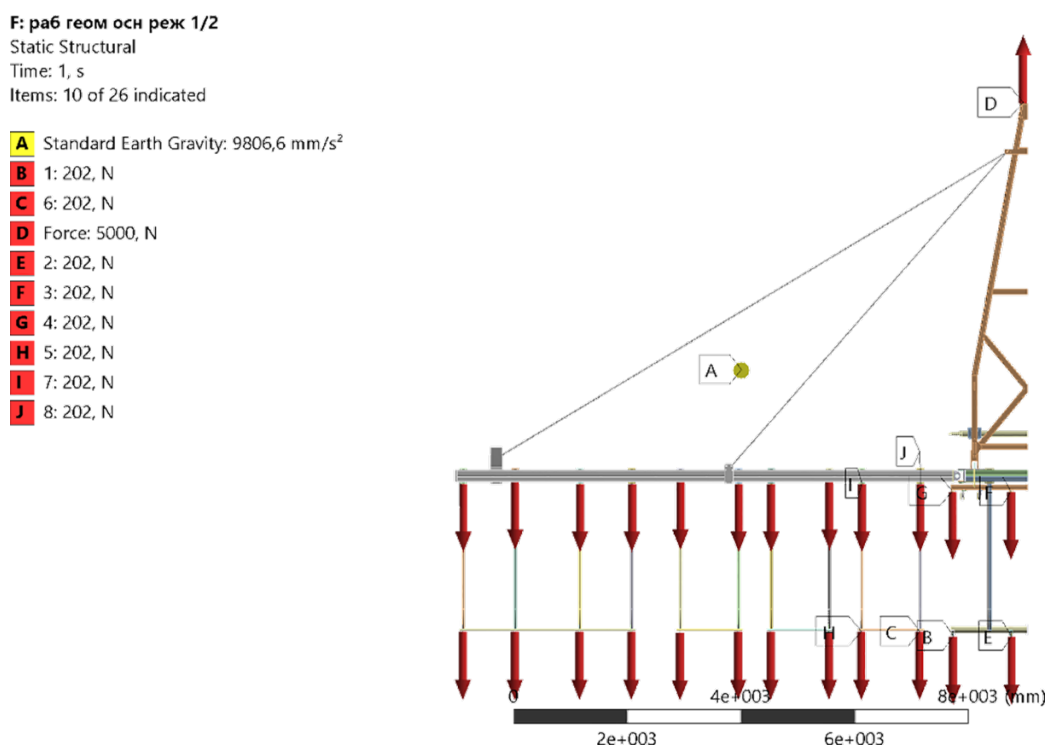


Рис. 15 – Граничні умови та схема навантаження

Метод кінцевих у тому, що будь-яку безперервну величину можна описати дискретною моделлю, що з окремих елементів [8,9]. На кожному з цих елементів досліджується безперервна величина апроксимується кусково-безперервною функцією, за допомогою якої

визначаються значення безперервної величини, що досліджується в кінцевому числі точок аналізованої області. Розв'язання задачі із застосуванням МКЕ включає такі основні етапи.

1. Створення геометричної моделі аналізованої розрахункової області.
2. Завдання фізичних властивостей середовища (матеріалів) у розрахунковій галузі.
3. Створення кінцево-елементної моделі (дискретизація) розрахункової області, тобто. генерація сітки кінцевих елементів. Дискретизація розрахункової області включає завдання кількості, форми та розмірів кінцевих елементів. Елементи пов'язані один з одним у вузлових точках (вузлах) та в сукупності апроксимують форму розрахункової області.
4. Додаток до моделі початкових і граничних умов: зовнішніх впливів (температур, теплових потоків, сил, тиску і т.д.) і закріплень на межах області.
5. Отримання на основі функцій кінцевих елементів кусково-безперервної функції, визначеної по всій розрахунковій області. Побудова глобальної матриці жорсткості (теплопровідності та ін.).
6. Складання системи рівнянь алгебри шляхом мінімізації деякої величини, пов'язаної з фізичною постановкою задачі, і вирішення цієї системи щодо вузлових значень – температури в задачах теплопровідності, зміщень у задачах міцності і т.п.
7. Виведення результатів розрахунку у графічній та текстовій формах (поля швидкостей, деформацій та напружень, потоки тепла, температурні градієнти та ін.). [10]

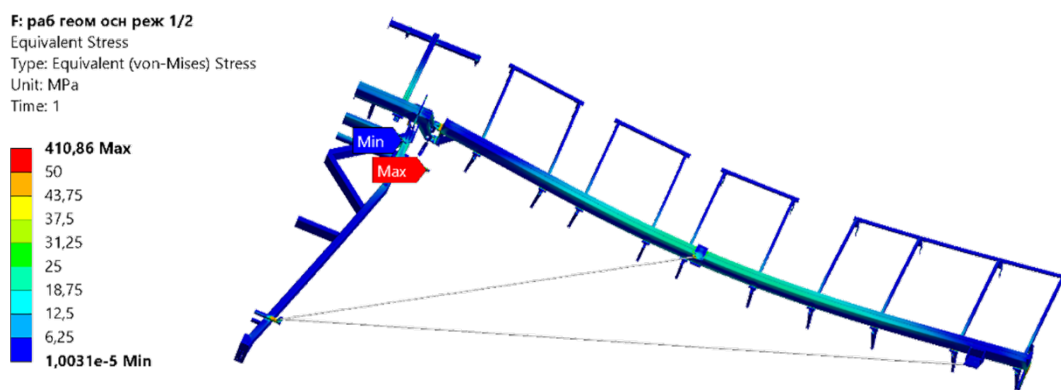
З геометричної точки зору, розрахункова модель являє собою поле точок, пов'язаних між собою примітивами (відрізками прямих ліній, трикутниками, прямокутниками тощо). Так утворюється якась сітчаста структура - геометрія вихідної конструкції апроксимується накладеною на неї сіткою, і подальша робота здійснюється вже не з вихідною системою, а з отриманою сіткою.

Крім геометрії, примітиви, що з'єднують вузлові точки моделі, мають також відомі механічні властивості. Це означає, що, зв'язавши жорсткості всіх елементів сітки в єдине ціле (в рамках прийнятих у моделі припущень), можна встановити напружено деформований стан усієї системи.

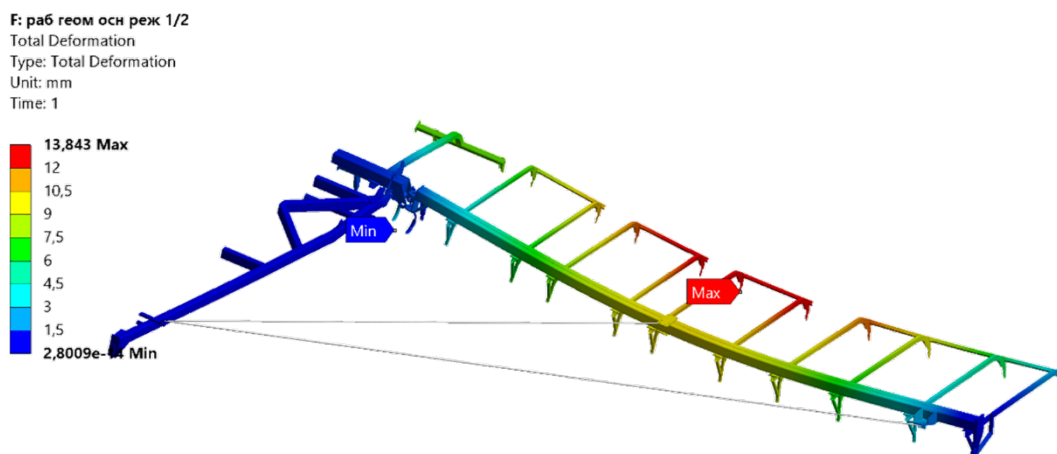
Для побудови кінцево-елементної сітки був обраний тетрадральний і гексагональний тип елементів. Всі контакти в задачі розглядалися як "Bonded", що еквівалентно склеювання.

У результаті розрахунок містив у собі кінцевих 807852 елементів та 2577723 вузлів. Матриця жорсткості загальної системи рівнянь мала розмірність 15466338x15466338.

Аналіз результатів для основного режиму навантаження показав, що напруги в несучих рамних конструкціях і на кронштейнах далеко від концентраторів не перевищують 55 МПа, переміщення близько 14 мм. На рисунку 16 показані епюри розподілів еквівалентних напружень Мізеса, на рисунку 17 представлені епюри розподілу сумарних переміщень.



**Рис.16** – Розподіл еквівалентних напруг по всій конструкції



**Рис.17** – Сумарні переміщення у конструкції

Найбільший внесок у переміщення для всіх типів розрахунків переходу в транспортне положення вносить Y компонента через те, що навантаження всі прикладені так само в цьому напрямку.

Відповідно до ДСТУ Б В.1.2-3:2006 максимальний прогин двохопорної балки залежить від її довжини і має бути не більше  $l/250$ , у даному випадку  $8769/250 = 35,076$  мм, у розрахунку був отриманий результат 9,89.

Відповідно до ДСТУ Б В.1.2-3:2006 максимальний прогин консольно-защемленої балки повинен бути не більше  $l/75$ , у даному випадку  $2771/75 = 36,94$  мм, у розрахунку був отриманий результат  $13,83 - 10,18 = 3,65$ . Усі отримані результати у межах допустимих значень.

Дослідження напружено-деформованого стану зубної шлейф-борони Ларі-21 при поступовому відриві секцій від землі під кутом  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  і переході конструкції в транспортне положення показали, що напруги далеко від концентраторів близько 130 МПа, 120 МПа та 125 МПа відповідно. При цьому сумарні переміщення складають 87 мм, 86 мм і 90 мм відповідно. Таким чином, результати дослідження показали, що максимальний прогин для двохопорної балки знаходиться в межах норми, а для консольно-защемленої балки перевищує норму по всіх трьох випадках.

Робочий режим, є основним і найбільш небезпечним для нього є несиметричне навантаження, тягова сила, що дорівнює 50 кН, прикладена під кутом. Таке навантаження характерне для об'їзду перешкод чи початку повороту.

При дослідженні напружено-деформованого стану в робочій конфігурації з урахуванням відхилення на  $30^\circ$  тягне зусилля в розрахунок так само була включена гравітаційна навантаження, що залежить від власної ваги. Тяговий гак вільний по переміщенням у напрямку дії сили, всі повороти та інші переміщення заборонені.

На рисунку 18 показано схему навантаження і граничні умови при гальмуванні. Розрахунок методом кінцевих елементів містив 1087851 кінцевих елементів і 3325870 вузлів. Матриця жорсткості загальної системи рівнянь мала розмірність  $19955220 \times 19955220$ . [12,13]

Аналіз результатів Ларі-21 в робочій конфігурації з урахуванням відхилення на  $30^\circ$  тягне зусилля показав, що напруги в рамі Л далеко від концентраторів не перевищують 60 МПа, сумарні переміщення близько 13 мм. Згідно з ДСТУ Б В.1.2-3:2006, максимальний прогин як для двохопорної, так і для консольно-защемленої балки знаходиться в межах норми. На рисунку 19 показано розподіл еквівалентних напружень Мізеса, на рисунку 20 представлено розподіл сумарних переміщень.



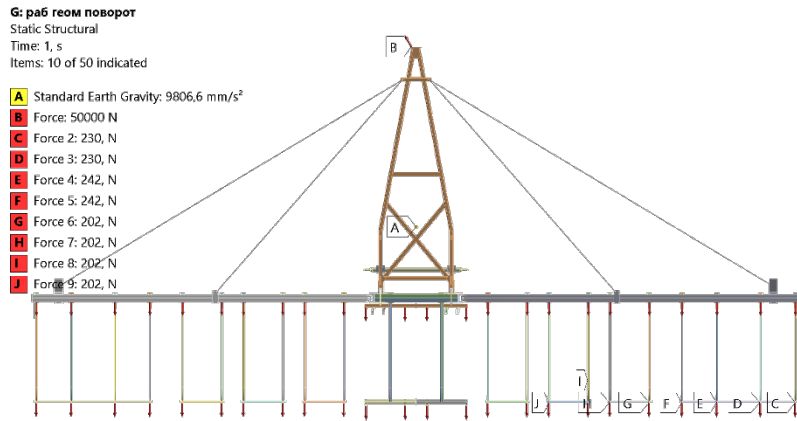


Рис. 18 – Граничні умови та схема навантаження при гальмуванні

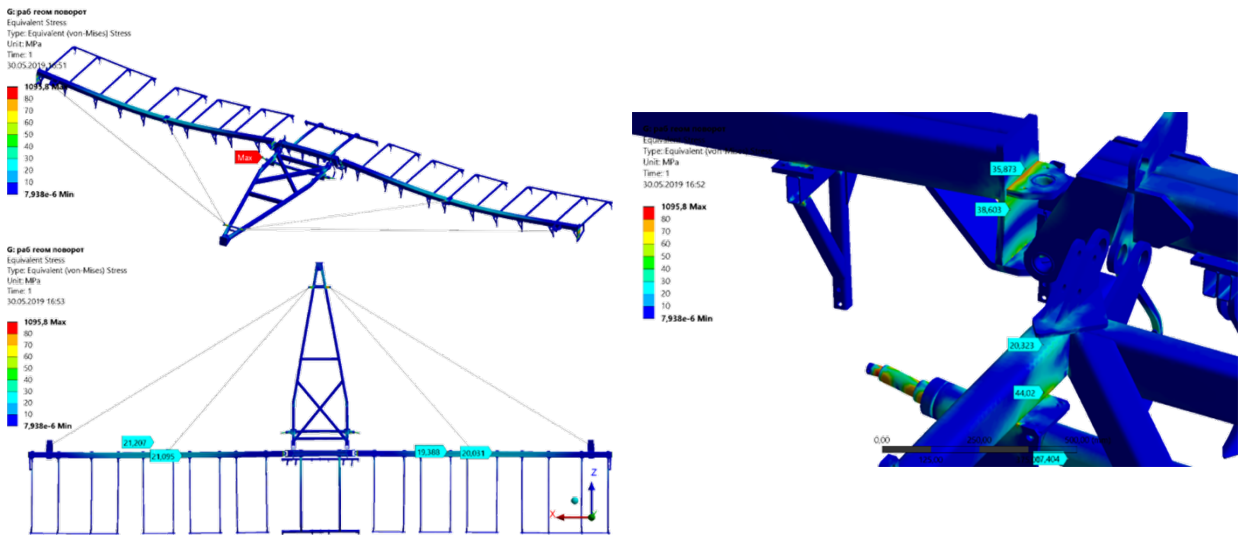


Рис. 19 – Розподіл еквівалентних напружень Мізеса

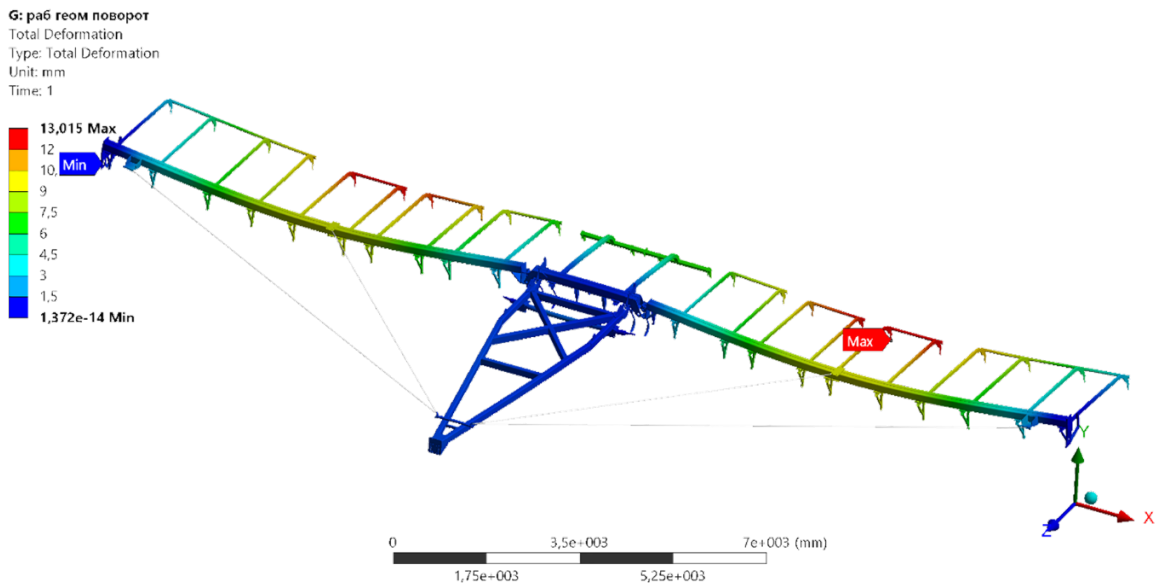


Рис. 20 – Розподіл сумарних переміщень

**Перспективи подальших досліджень:**

Проведення оптимізації рамних конструкцій навісного обладнання, яке може використовуватися для будівельно-дорожніх, сільськогосподарських машин та інших видах спецтехніки.

**Висновки:**

Проведені розрахунки напружено-деформованого стану рами зубної шлейф-борони ЛАРІ-21 показали, що для основного режиму характерні такі параметри міцності: коефіцієнт запасу 6,2 для наданого типу навантаження, за переміщеннями отримані результати знаходяться в рамках допустимих і не становлять небезпеки.

По переходам у транспортне положення коефіцієнт запасу міцності тримається лише на рівні не нижче 2,6, що стосується переміщень для рами бічний, всі вони перебувають у межах допустимих. По консолях, до яких кріпляться обробні конструктиви, то для всіх фіксованих кутів переміщення більше допустимих, можливо потрібно ввести додаткові зміцнення, зробити товщину самих балок більше.

Для режиму відхилення зусилля, що тягне коефіцієнт запасу міцності 5,7, переміщення знаходяться в межах норми.

**Список використаних джерел:**

1. Nicholas Valm, Navid Changizi, Mazdak Tootkaboni, Alireza Asadpoure, 2022. 'Topology optimization of imperfect frame structures with improved manufacturability', *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 123, 106869, ISSN 0020-7403, pp. 48-64.
2. Navid Changizi, Gordon P. Warn, 2020, 'Stochastic stress-based topology optimization of structural frames based upon the second deviatoric stress invariant', *Engineering Structures*, Volume 224, 111186, ISSN 0141-0296, pp. 7-15.
3. Zhao, L., Yi, J., Zhao, Z. et al., 2022, 'Topology optimization of frame structures with stress and stability constraints', *Struct Multidisc Optim* 65, 268, 12p.
4. Martin P. Bendsøe, Ole Sigmund, 2004, 'Topology Optimization Theory, Methods, and Applications, s.e., c.p.', *Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH*, ISBN 978-3-642-07698-5, 384p.
5. Aykut Kentli, 2020, 'Topology Optimization Applications on Engineering Structures', *Intech Open*, ISBN978-1-78985-322-3, 140p.
6. Artur Fernando de Vito Jr., W. M. Vicente, 2020, 'Structural Topology Optimization Applied to Scarifier Subsoiler', *Conference: XLI Ibero-Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering, ABMEC - University of Campinas, Brazil*, pp. 274-290.
7. Gabriel Gheorghe, Gheorghe Ganea, Cătălin Persu, Carmen Vasilachi, 2019, 'Optimization of the structure of a multifunctional soil tillage equipment in agricultural holdings', *Proceedings of 2019 International Conference on Hydraulics and Pneumatics - HERVEX November 13-15, Băile Govora, Romania*, ISSN 1454-8003, pp. 112-117.
8. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: пособие/ ЧГАА. - Челябинск, 2010, 214 с.
9. Василенко В.В. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих машин. – Воронеж: ВГУ, 1994. – 288 с.
10. Егоров В.Г., Кленин Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: «КолосС», 2003. – 464 с.
11. Присекин В.Л. Основы метода конечных элементов в механике деформируемых тел/В.Л. Присекин, Г.И. Расторгуев. - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. - 228с.
12. Отчет по теме: «Прочностной расчет агрегата почвообрабатывающего Дукат-9 (ДЛМ 9) в основных эксплуатационных режимах» - Харьков, УПЭК, 2019 – 19 с.
13. Отчет по НИР «СХ8. Анализ НДС рамы ходовой бороны-луцильника ДЛМ-5» - Харьков, УПЭК, 2013 – 65 с.

**References**

1. Nicholas Valm, Navid Changizi, Mazdak Tootkaboni, Alireza Asadpoure, 2022. 'Topology optimization of imperfect frame structures with improved manufacturability', *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 123, 106869, ISSN 0020-7403, pp. 48-64.
2. Navid Changizi, Gordon P. Warn, 2020, 'Stochastic stress-based topology optimization of structural frames based upon the second deviatoric stress invariant', *Engineering Structures*, Volume 224, 111186, ISSN 0141-0296, pp. 7-15.
3. Zhao, L., Yi, J., Zhao, Z. et al., 2022, 'Topology optimization of frame structures with stress and stability constraints', *Struct Multidisc Optim* 65, 268, 12p.
4. Martin P. Bends, Ole Sigmund, 2004, 'Topology Optimization Theory, Methods, and Applications, s.e., c.p.', *Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH*, ISBN 978-3-642-07698-5, 384p.
5. Aykut Kentli, 2020, 'Topology Optimization Applications on Engineering Structures', *Intech Open*, ISBN978-1-78985-322-3, 140p.
6. Artur Fernando de Vito Jr., W. M. Vicente, 2020, 'Structural Topology Optimization Applied to Scarifier Subsoiler', *Conference: XLI Ibero-Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering, ABMEC - University of Campinas, Brazil*, pp. 274-290.
7. Gabriel Gheorghe, Gheorghe Ganea, Cătălin Persu, Carmen Vasilachi, 2019, 'Optimization of the structure of a multifunctional soil tillage equipment in agricultural holdings', *Proceedings of 2019 International Conference on Hydraulics and Pneumatics - HERVEX November 13-15, Băile Govora, Romania*, ISSN 1454-8003, pp. 112-117.
8. Blednykh V.V., 2010, 'Device, calculation and design of soil-cultivating tools: allowance', ChGAA, Chelyabinsk, 214 p.
9. Vasilenko V.V., 1994, 'Calculation of the working bodies of tillage machines', Voronezh: VGU, 288 p.
10. Egorov V.G., Klenin N.I., 2003, 'Agricultural and reclamation machines', Moscow, "Koloss", 464 p.
11. Prisekin V.L., Rastorguev G.I., 2010 'Fundamentals of the finite element method in the mechanics of deformable bodies', Novosibirsk, Publishing house of NGTU, 228 p.
12. Report on the topic: "Strength calculation of the soil-cultivating unit Dukat-9 (DLM 9) in the main operating modes", Kharkov, UPEC, 2019, 19 p.  
Report on research "SH8. Analysis of the SSS of the frame of the running harrow-cultivator DLM-5", Kharkiv, UPEC, 2013, 65 p.

Стаття надійшла до редакції 04 листопада 2022 року