

# **МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Національний університет «Запорізька політехніка»

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

для виконання курсової роботи з дисципліни

**"Автоматизоване проектування елементів  
автотранспортних засобів та засобів їх діагностування",**

для студентів спеціальності

133 "Галузеве машинобудування"

("Колісні та гусеничні транспортні засоби")

усіх форм навчання

**Частина 2 – Приклад виконання комплексного завдання  
підвищеної складності**

**2019**

Методичні вказівки для виконання курсової роботи з дисципліни "Автоматизоване проектування елементів автотранспортних засобів та засобів їх діагностування", для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" ("Колісні та гусеничні транспортні засоби"), усіх форм навчання. Частина 2 – Приклад виконання комплексного завдання підвищеної складності / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ "Запорізька політехніка", 2019. 70 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;  
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;  
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;  
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензент: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено  
на засіданні кафедри "Автомобілі"  
Протокол № 2  
від « 2 » грудня 2019.

Рекомендовано для видання  
НМК Транспортного факультету  
Протокол № 84  
від « 12 » грудня 2019.

**ЗМІСТ****Частина 2**

|                                                                                            |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Вступ .....                                                                                | 66  |
| 5 Приклад виконання індивідуального завдання 2-го варіанту<br>складності в SolidWorks..... | 68  |
| 6 Захист курсової роботи.....                                                              | 114 |
| Рекомендована література .....                                                             | 116 |
| Базова .....                                                                               | 116 |
| Допоміжна.....                                                                             | 116 |
| Інформаційні ресурси.....                                                                  | 121 |

## ВСТУП

Методичні вказівки по виконанню курсової роботи складені відповідно до вимог положень про державну освіту, нормативних документів МОН України, Статуту НУ "Запорізька політехніка" та рішень вченої ради Транспортного факультету. Вони включають загальні вимоги і рекомендації по виконанню курсової роботи та з організації її захисту.

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" (спеціалізації "Колісні та гусеничні транспортні засоби") усіх форм навчання.

Виконання курсової роботи, є завершальним етапом освоєння курсу "Автоматизоване проектування елементів автотransпортних засобів та засобів їх діагностування", що дає студентові можливість самостійно застосовувати отримані знання й навички при вирішенні конкретного проектного завдання по реальній тематиці.

Курсова робота є самостійною роботою студента, у якій він повинен показати набуті під час навчання знання зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування (Колісні та гусеничні транспортні засоби) і довести своє уміння практично вирішувати інженерні задачі в галузі автомобілебудування, діагностики транспортних засобів та проектування нестандартного діагностичного обладнання.

З метою "імітування" роботи сучасного конструкторського бюро машинобудівного підприємства, у даній курсовій роботі передбачене виконання студентами одного з двох варіантів складності розрахункових моделей у середовищі SolidWorks:

**1-й варіант складності** - передбачає виконання геометричного моделювання й розрахунків простої деталі (невеликого вузла з декількох деталей), тобто об'єм роботи розрахований на одного студента;

**2-й варіант складності** - об'єм роботи розрахований на одночасну спільну роботу 2-4 студентів, які працюють у команді, тобто передбачено створення 3D-геометрії моделі підвищеної складності, з її наступним розрахунком й аналізом отриманих даних.

В якості прикладу, у методичних вказівках до курсової роботи, розглянуто виконання декількох варіантів завдань "автомобільного напрямку", які є характерним об'єктом для моделювання в кінцево-елементних програмах (CAE- модулях):

- розглянуто розрахункову модель трьох листової автомобіль-

- ної ресори з наступним аналізом твердості й міцності в нелінійній постановці з урахуванням попереднього натягу;
- розглянуто розрахункову модель гвинтової пружини;
  - розглянуто розрахункову модель автомобільного напівпричепа-цистерни (завдання підвищеної складності, яке потребує колективної роботи). Принциповою особливістю даного варіанта роботи є значний обсяг геометричного 3D-моделювання, а з погляду розрахунків на міцність конструкції, є труднощі поділу на вузли з наступним ізольованим аналізом.

Курсова робота виконується за індивідуальним завданням, яке видається кожному студенту. Робота складається з пояснювальної записки і графічної частини.

Як пояснювальна записка, так і графічна частина роботи, повинні оформлятися відповідно до вимог ДСТУ 3008-2015, а також до стандартів НУ "Запорізька політехніка".

Курсову роботу варто виконувати послідовно, по розділах, згідно календарного плану, і оформляти одночасно як пояснювальну записку, так і графічну частину роботи.

Дані методичні вказівки складено на основі вимог ДСТУ 3008-2015 «Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення», «Єдиної системи конструкторської документації» (ЄСКД), а також стандартів НУ "Запорізька політехніка".

Методичні вказівки містять основні вимоги кваліфікаційної характеристики інженера-механіка по спеціальності 133 – Галузеве машинобудування (Колісні та гусеничні транспортні засоби).

## 5 ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ 2-ГО ВАРІАНТУ СКЛАДНОСТІ В SOLIDWORKS

Метою даної роботи є функціональний аналіз та розрахунки конструкції автомобільного напівпричепа-цистерни, 3D-модель якого показано на рис. 5.1-5.3, за допомогою модуля SolidWorks **Simulation**.

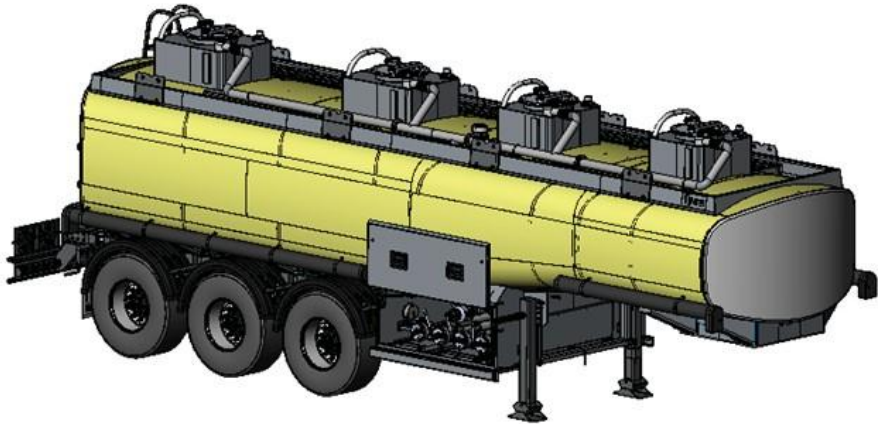


Рисунок 5.1 - Напівпричіп-цистерна – зовнішній вигляд,  
"конструкторська" модель

Принциповою особливістю конструкції, з погляду розрахунків на міцність, є труднощі поділу на вузли з наступним ізольованим аналізом. Отже, якби рама була повністю несучою, з'єднуючи шасі, стійки й сидло, то можна було – залежно від моделі – розглядати цистерну як навантаження, яке володіє якоюсь умовною твердістю, так і як абсолютно податливу. Даний же тип силових схеми робить цистерну несучою, що вимагає розглядати її разом з рамою.

Зворотна апроксимація – коли базою для розрахункової моделі є цистерна, а рама трактується як абсолютно твердий об'єкт, у принципі, має право на існування, однак ці ідеї потребують доказів, а вони, у свою чергу, відштовхуються від глобальної моделі.

Також дане спрощення не дозволяє оцінити стан самої рами (як твердий об'єкт вона не має деформацій і, відповідно, напруг) – тільки реакції в місцях її зв'язків з податливою цистерною можуть стати дже-

релом наступних маніпуляцій з рамою в ізолюваному стані. Тому, через наявний функціонал модуля чисельного аналізу, найбільш раціональною є глобальна модель.

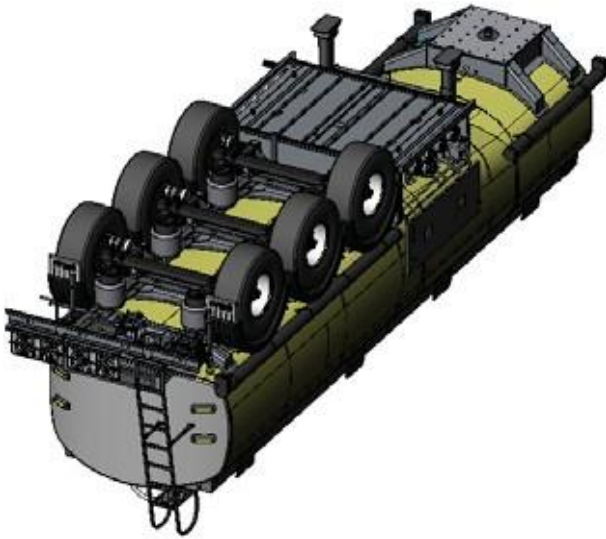


Рисунок 5.2 - Напівпричіп-цистерна – "конструкторська" модель, вид знизу

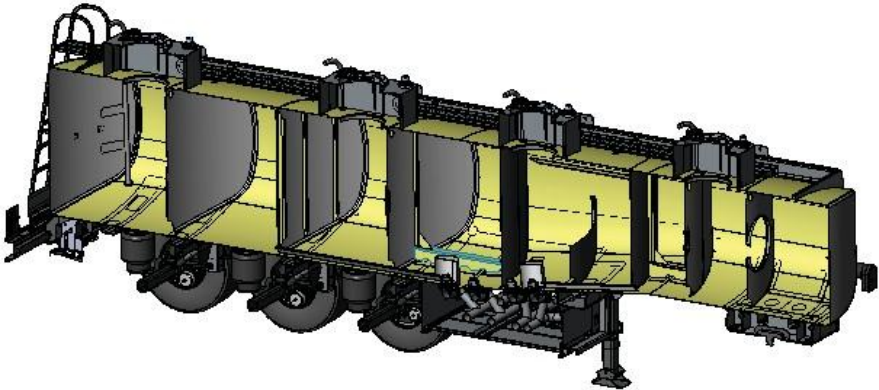


Рисунок 5.3 - Напівпричіп-цистерна – "конструкторська" модель у розрізі

### **Постановка завдання.**

Потрібно одержати розрахункову модель, придатну для статичного розрахунку під дією сили ваги, ваги рідкого вмісту цистерни, а також інерційних сил, що виникають при гальмуванні причепа без об-

ліку динаміки рідини. Граничні умови повинні допускати обпирання на довільний набір коліс, одну або дві стійки, або на сидло. Вона повинна розширюватися на предмет аналізу втрати стійкості й обліку динамічного характеру навантаження, обумовленого рухом по нерівній дорозі. Слід передбачити особливості роботи підвіски з перерозподілом навантаження (сил реакції) від шин до маточин коліс і поперечним балкам, які через стрем'янки і ресори передають навантаження на пневморесори. Вони поширюють навантаження на елементи рами.

### **Побудова розрахункової геометричної моделі.**

Конструкція, якщо її розглядати в сукупності всіх складових, характеризується комбінацією оболонок тонкостінних (резервуар з листами додаткового захисту з боків і внутрішніми перегородками й твердостями-хвилерізами) з відношенням прольоту до товщини близько 50; товстостінних (опори, горловини) – близько 10; твердотільних – елементи підвіски, об'єктів. У принципі, якщо тонкостінні оболонки підкріплені системою ребер, тобто коли згинальна твердість в основному забезпечується мембранними напруженнями в ребрах, а зміна твердості за рахунок мембранного ефекту незначна, то можна навіть для досить тонких оболонок застосовувати твердотільну модель.

У цьому випадку цього стверджувати не можна, тому для резервуара слід використовувати оболонки. Для лежа, опор і сидла модель в оболонках також є раціональною, а для рами – прийнятною. Однак підвіска в поверхнях буде моделюватися штучно й не дозволить оцінити її власний стан, хоча твердість відтворити, у принципі, можна.

Така модель була б найбільш перспективною для проектувального розрахунку, коли потрібно створювати або модифікувати силову схему, що найпростіше робити, змінюючи віртуальну товщину оболонок і властиво поверхні геометричної моделі.

Вона ж забезпечує мінімальний час побудови сітки й розрахунків – ці етапи для складних моделей з комбінованою сіткою є досить тривалими. Проблемним місцем тут є створення схематичної розрахункової моделі підвіски, що складається з поверхонь і віртуальних сутностей: пружин, штифтів, зв'язків.

У цей момент потрібний перевіірочний розрахунок, тому конструкцію будемо описувати твердотільними й оболонковими кінцевими елементами. Оболонки можна робити на базі поверхонь, листового металу й граней тел. Останні два способи мають мінімальну трудоміс-

ткість для моделей без зазорів між тілами, фасок і ухилів у місцях стику. У розглянутій моделі, як і в більшості реальних конструкцій, це не так, тому потрібно займатися адаптацією геометрії до розрахунків, що для листового металу досить трудомістко, а для тіл – нерационально. Отже, традиційний образ дій, що полягає в попередньому формуванні поверхневої моделі на базі як тіл, так і листового металу, є найкращим.

Незважаючи на доступний в **Simulation** функціонал, що дозволяє з'єднувати країки однієї поверхні (оболонки) із гранями іншої навіть при наявності зазору за допомогою контакту **"Связанные" (Bonded)**, найменш трудомістким по сукупності дій є використання коректних з'єднань, коли крайка однієї оболонки перебуває на грані іншої. Послідовність одержання з'єднання показано на рис. 5.4-5.6:

- побудова поверхонь на базі тіл командами **"Промежуточная поверхность"** або **"Эквидистанта к поверхности"**;
- подовження однієї з поверхонь до іншої, або до граней тіла, якщо здійснюється зв'язок крайки оболонки з тілом.

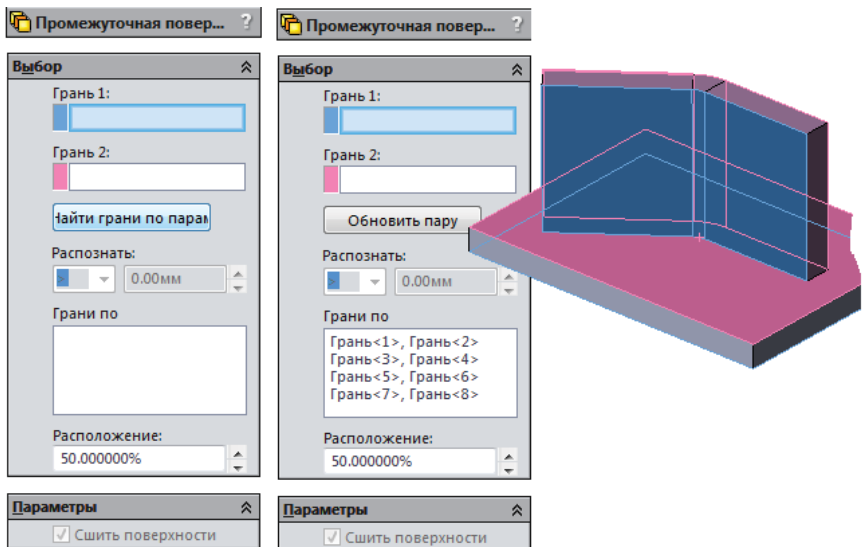


Рисунок 5.4 - Генерація серединних поверхонь

Ті ж маніпуляції здійснюються для топології, де деталі розташовані внапуск – рис. 5.7. При цьому бажано зберігати еквівалентність

відстаней по нормалі, коли тіла, що контактують, геометрично повинні зберігати віртуальний контакт у розрахунковій моделі з обліком призначеної (або успадкованої з визначення об'єкта як листового металу) товщини. Якщо ж між оригінальними об'єктами існує зазор, то його, у загальному випадку, слід зберегти й у віртуальному просторі.

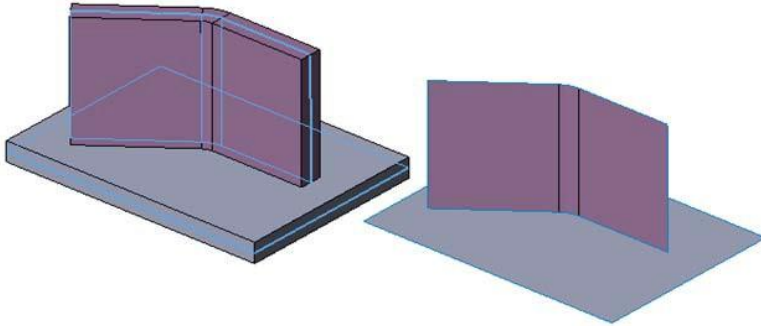


Рисунок 5.5 - Серединні поверхні на тлі твердотільної моделі та окремо

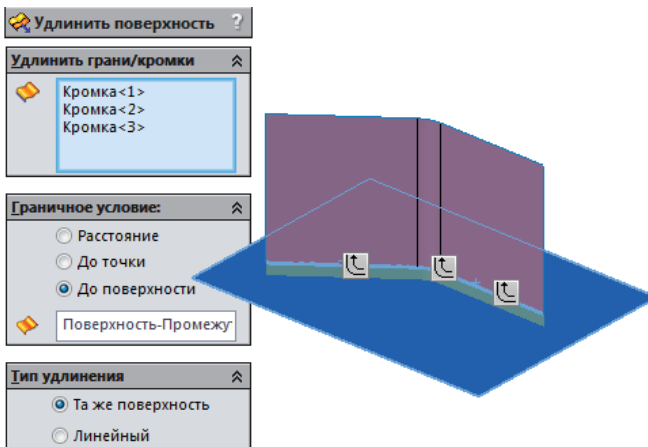


Рисунок 5.6 - Подовження однієї поверхні до іншої

Дотримання цих правил забезпечує нетрудомісткий перехід від моделі, де листи з'єднані контактом **"Связанные" (Bonded)** до контакту **"Нет проникновения" (No penetration)**, оскільки забезпечується коректна геометрична інтерпретація системи розрахунковим алгоритмом.

Оскільки деталі породжені як листовий метал, то у випадку ная-

вності геометричного контакту по гранях (напуск), або торців до граней (стик), відповідні контакти в кінцево-елементній моделі підкоряються умовам, що діють за замовчуванням. Тобто персонально визначати зв'язки «грань – грань» або «крайка (для листового металу – торцева грань) – грань» немає необхідності, навіть якщо глобальним контактом або контактом компонентів стає умова **"Нет проникновения"**.

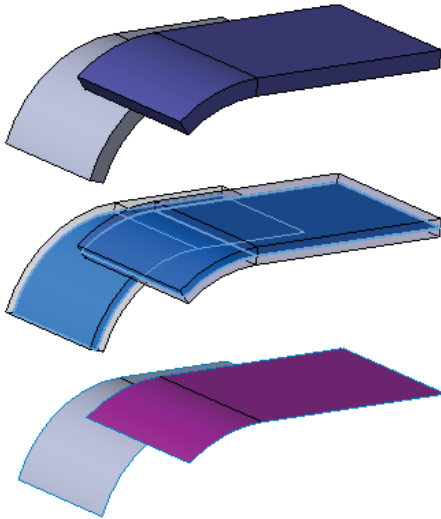


Рисунок 5.7 - Перетворення тіл в поверхні

Якщо ж сітка будується на базі поверхневої моделі, то для зв'язування граней, навіть при рівності геометричної відстані напівсумі віртуальних толщин, необхідно контакт **"Связанные"** чи **"Нет проникновения"** призначати в явному виді.

Зв'язок крайок оболонок із гранями утворюється автоматично як для листового металу, так і для поверхонь, якщо тільки крайка поверхні, що примикає, лежить на іншій. Домовившись про необхідність перетворення, визначаємо його методологічні аспекти. Якщо в оболонки, повністю або частково, потрібно перетворити досить складну

деталь, то всі нові побудови здійснюються в її контексті, як це завжди й робиться.

Наступний варіант, якщо знову створювані поверхні розташовані в багатьох простих деталях. Тоді раціонально всі їх зібрати в єдину деталь, яка будується в контексті складання й куди в режимі редагування в контексті містяться поверхні, отримані командою **"Эквидистанта к поверхности"**, аргументами якої є обрані грані залишених деталей складання.

Ця ж ідеологія «зосередження» в одній або декількох деталях (згідно зі структурою конструкції) застосовується, і коли доводиться будувати поверхні «з нуля», але використовуючи в якості вихідної інформації будь які елементи вихідної твердотільної моделі.

Наприклад, вирішивши «зібрати» резервуар в окрему деталь, але з безпосередньою побудовою поверхонь, входимо в режим її редагування в складанні, а потім, створивши підходящі ескізи, як плоскі, так і тривимірні (останні не вимагають наявності підходящої площини), командами **"Преобразование объектов"** або **"Смещение объектов"** (працює тільки в плоских ескізах) одержуємо копії необхідних ліній і на їхній базі будуємо поверхні.

Ще один спосіб, який дозволяє зосередити в деякій деталі необхідні сутності, «розкидані» у складанні, полягає у використанні нейтрального формату, що не припускає при зворотному читанні в SolidWorks відновлення структури складання, а такий, що створює єдину, у загальному випадку – багатотільну деталь (для цього опція **"Импортировать несколько тел как детали"** в параметрах імпорту повинна бути неактивна). Найкращим із цих форматів є ACIS (розширення файлів – \*.sat). Зрозуміло, використання нейтрального формату приводить до втрати дерева побудови і параметризації.

Однак, для конструкцій рівня складності, порівнянного з розглянутою, наявність повноцінної параметризації малоймовірна. Але вона може й повинна існувати, якщо поверхнева модель створюється цілеспрямовано для розрахунків. Побічним позитивним наслідком переходу через нейтральні формати є спрощення розміру файлу й збільшення швидкості обробки моделі, як геометричної, так і розрахункової.

Отримана розрахункова модель є складанням із чотирьох об'єктів: резервуара, рами з підвіскою, стійки й сидлової опори (рис. 5.8). Ідея у тому, що в силу складності конструкції важко відпрацьовувати її розрахункову модель в оболонках при їхній великій кількості, якщо розглядати всі їх у сукупності.

Потрібно виробити також методологію повузлового моделювання із синтезом результатів у складанні. В **Simulation** відсутній механізм синтезу розрахункових моделей, асоційованих з якимись вузлами або деталями, при об'єднанні їх у складання.

Інструментом є наступний алгоритм: розглядається геометрична модель у форматі складання (що переважніше з погляду зручності роботи) або багатотільної деталі, для яких створюється кілька конфігурацій, у кожній з яких активний єдиний вузол (можна й більше, якщо ці вузли утворюють завершену, з погляду міцності, систему).

З кожною конфігурацією асоціюється й відпрацьовується підхо-

дяща розрахункова модель, після чого для конфігурації складання, у якого активний увесь її склад, також створюється розрахункова модель, у яку з раніше створених моделей (досліджень у термінах **Simulation**) копіюються всі їх складові: матеріали, контакти, з'єднувачі, вибрані граничні умови й навантаження (очевидно, що граничні умови для складових складання вузлів багато в чому штучні).

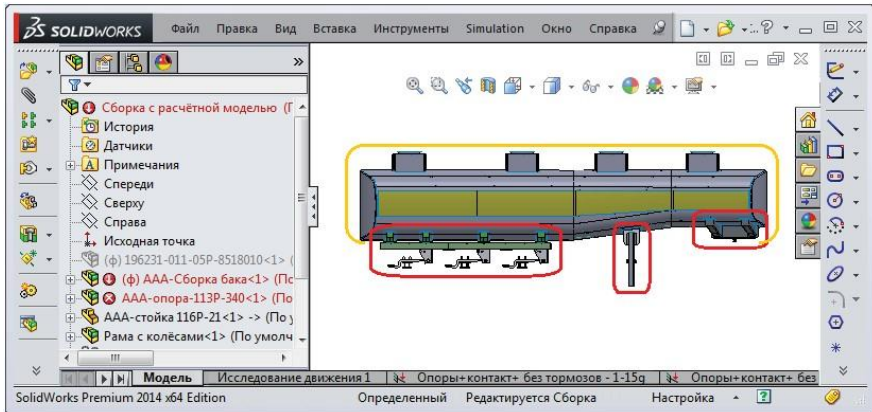


Рисунок 5.8 - Членування конструкції на вузли згідно з розрахунковою схемою

Той же алгоритм по його суті можна реалізувати без створення штучних конфігурацій у складанні – у менеджері **Simulation** можна виключати з розрахунку як тіла, так і поверхні. Відповідно, різні дослідження відрізняються по номенклатурі виключених тіл, після чого інформація з них переноситься в дослідження, у якому виключені тіла відсутні. Завершальний крок – зв'язування об'єктів моделі, що мають різні істоти.

Таким чином, алгоритм, реалізований для даного проекту в частині підготовки геометрії для розрахунків, наступний:

- "конструкторська" геометрична модель складання зберігається в нейтральному форматі;
- вона зчитується з нейтрального формату в єдину багатотільну деталь;
- у вихідному складанні формуються укрупнені вузли, після чого обрані (або всі) їх об'єкти переводяться в стан погашення;

- сукупності тіл з єдиної деталі вичленовуються в окремі деталі відповідно заданій розрахунковій схемі (технологія показана на рис. 5.9). Ці деталі вставляються у вузли з попереднього пункту так, щоб вихідні точки моделей збігалися; ніякі додаткові сполучення не призначаються. Так гарантується приміщення об'єктів, що пройшли «через» нейтральний формат, на їхнє "старе" місце – системи координат запам'ятовуються в нейтральному форматі;
- при необхідності виконується перегрупування структури складання за допомогою команд **"Разбить узел сборки"**, **"Сформировать новый узел сборки"**, а також перенесення деталей або вузлів з рівня складання у приналежну їй підборку.

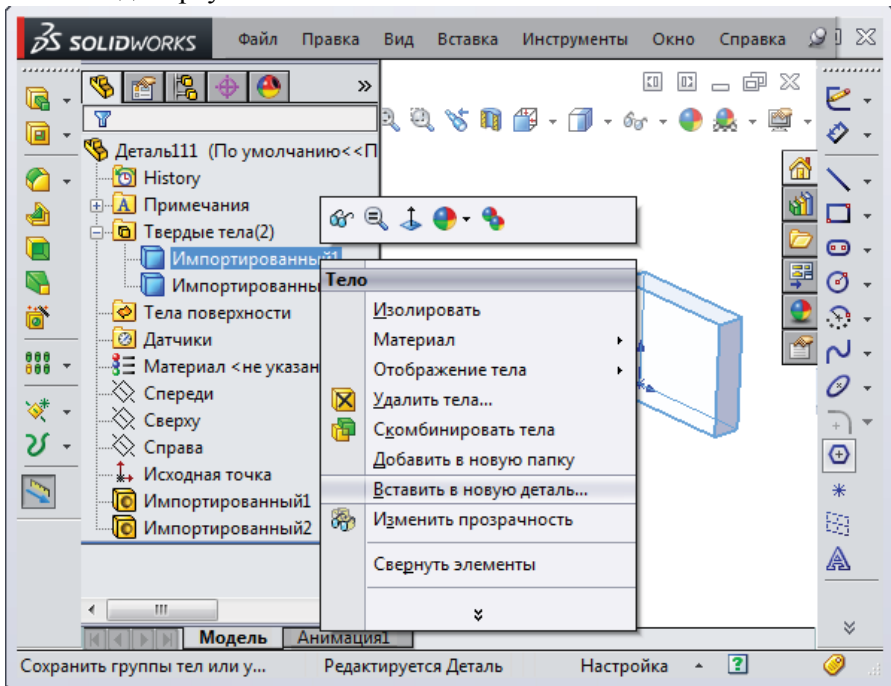


Рисунок 5.9 - Зосередження тіл у деталі

Геометрична модель ємності, виконана винятково в поверхнях, показана на рис. 5.10-5.13. Вона адаптована під конкретні товщини

листів, для чого зазори між усіма контактуючими поверхнями (що накладаються один на одного повністю або частково) в точності дорівнюють напівсумі їх товщин.

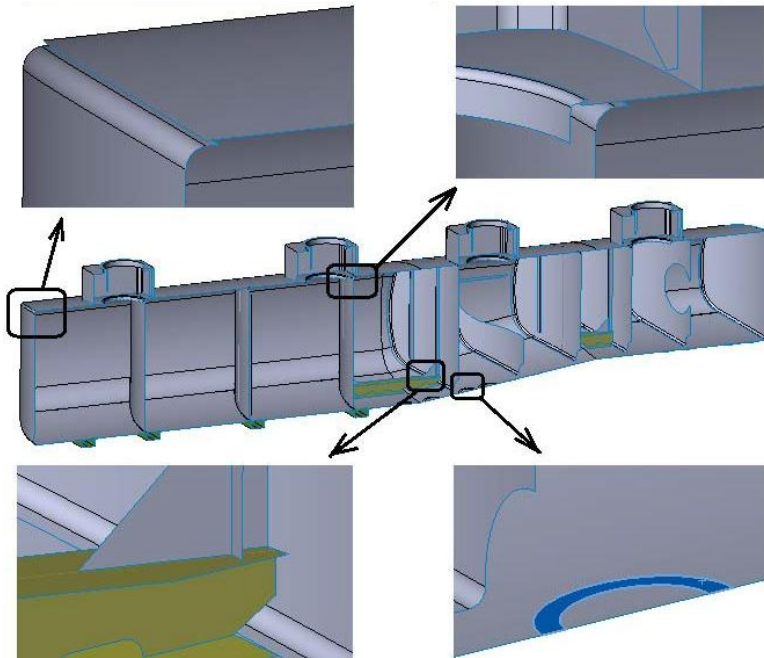


Рисунок 5.10 - Фрагменти оформлення місць зв'язку обичайки із днищами, перегородками, горловинами, хвилерізами, а також оформлення фланців донних клапанів

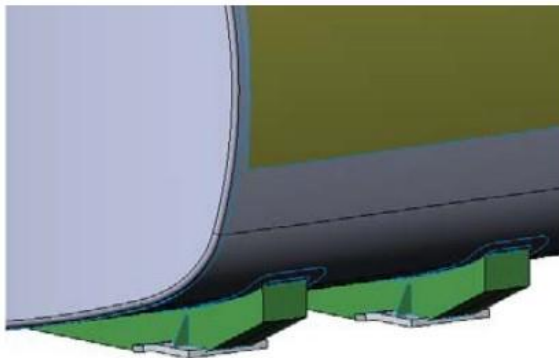


Рисунок 5.11 - Оформлення опор за допомогою комбінації тіл і оболонок

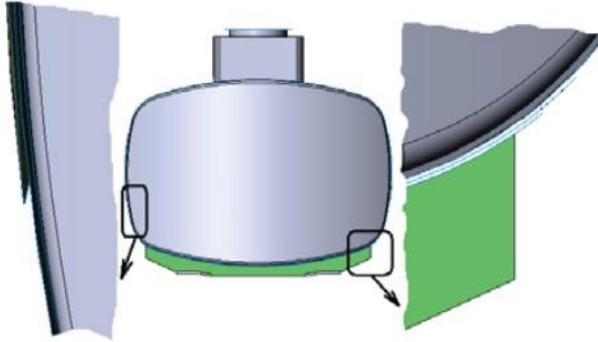


Рисунок 5.12 - Оформлення сполучення лежа з ємністю через підкладні листи, а також бічні листи посилення

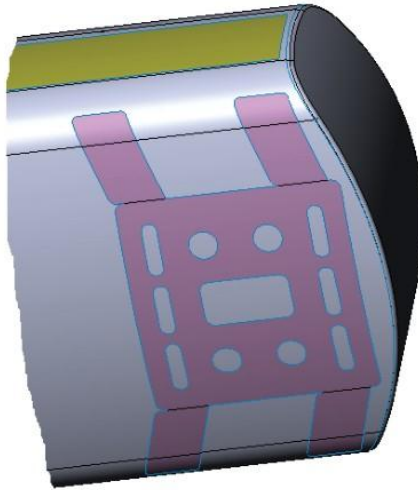


Рисунок 5.13 - Оформлення підкладних листів між ємністю та опорою сідла

Це зроблено для того, щоб, як згадувалося вище, реалізувати контактні умови у вигляді ковзання з виходом з контакту, повним або частковим, між підкладними листами та обичайкою, а також бічними листами посилення й обичайкою.

Бажання відтворити особливості роботи цих об'єктів під навантаженням і є те, заради чого прийнята установка на реалізацію складної моделі з незбіжними оболонками. В іншому випадку можна було б

обмежитися призначенням фрагментам складових у реальності оболонок товщини, рівній сумі товщин обичайки й накладки. Однак така схема робить цей вузол суттєво більш жорстким при роботі на вигин. Також спрощена модель не враховувала б, наприклад, накладення листів у місці зв'язку відгинів днищ і кілець посилення біля заливних отворів з обичайкою, а всі листи сходилися б у загальні крайки.

При погляді на рис. 5.11 може виникнути питання, чому п'яти, на які опираються лежа, залишені як твердотільні. Справа в тому, що вони опираються внакладку на раму, а останню планується розраховувати як тверде тіло, тому для полегшення переходу від оболонок до тіл обрані саме ці деталі. Розглядати їх як оболонки з товщиною 20 мм при прольоті менш 50 мм не зовсім правильно, а оскільки оболонки примикають до п'ят в стик, така реалізація тим більше доречна.

По рис. 5.12 видно, що зазори між ложем, підкладними листами й обичайкою витримані в натуральних розмірах (щодо серединних поверхонь). На рис. 5.13 поверхні підкладних листів між сідлом і обичайкою показані майже паралельно виду.

Слід звернути увагу на спрощення в зоні фланців днища (рис. 5.10) – на поверхні обичайки виділені кільця, що описують горловини фланців. Більш коректною є твердотільна модель, як для ділянки оболонки, що примикає, так і для кілець, до яких приєднуються зливальні патрубки, – первинна модель показана на рис. 5.14.

Ми будемо використовувати її крайнє спрощення – оболонки з віртуальними товщинами, рівними кільцям. Вони будуть закриті діафрагмами, що цілком відповідає конструкції в транспортному стані (при порожній цистерні), але які віддаляються при експлуатації.

У розрахунковій же моделі отвори, які перебувають у рідині й за якими немає патрубків, завжди повинні бути закриті через те, що тиск повинний діяти на всю поверхню – його відсутність на якійсь її частині породжує невірноваженість, по суті ефект реактивного двигуна. Тут це не виражене, оскільки навантаження не врівноважене у вертикальному напрямку, але якщо великий отвір «зробити» збоку, з'явиться бічна реакція. Надалі ці площини будуть використовуватися для прикріплення навантаження "**Дистанционная масса**", що імітує трубопроводи. Прийняті для цієї зони спрощення суттєво спотворюють схему роботи конструкції, її відгук на навантаження, оскільки твердість трубопроводів порівнянна, а можливо й перевищує твердість ємності навіть у сукупності з розсікачами й перегородками.

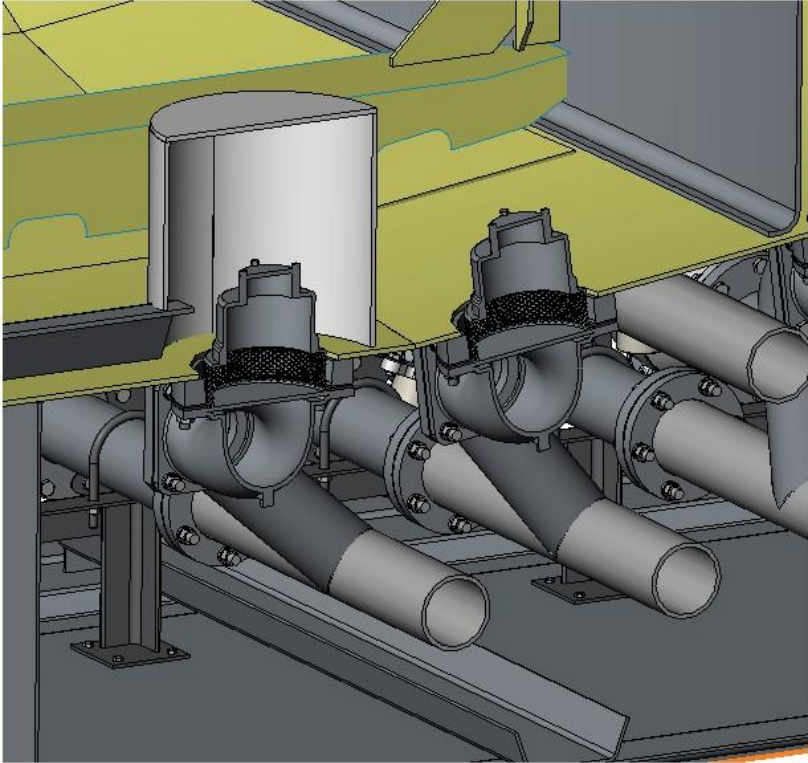


Рисунок 5.14 - Фрагмент вихідної геометричної моделі  
в зоні зливальних трубопроводів

Тому якщо за результатами розрахунків виявиться, що рівень напруг у цій зоні буде близький до загального максимуму, то модель зажадає уточнення.

Розрахункову геометричну модель опори під сідло показано на рис. 5.15. Вона, в основному, залишена у твердотільному форматі як найбільш економічному з погляду доробки наявної геометрії, а також більш точна при розрахунках зони опорного пальця з пов'язаною з ним шайбою. Також вихідний стан збережений для накладок у місці стику лонжеронів і стінок корпуса опори.

Виключенням є свого роду лонжерони, що розподіляють зусилля по дну обичайки, які перетворені в поверхні. Для них також підійшли б кінцеві елементи тіл, однак в оригіналі для побудов використо-

увалися інструменти листового металу із властивими ним «бонусами» у вигляді труднощів оформлення кутів і зв'язування з оточенням.

У цьому випадку доробка цих деталей до прийнятного в розрахунках стану у вигляді тіл вимагає більше часу, ніж відтворення. Для поверхонь же (при відповідних навичках), доступний компроміс, що обертається витратами, відкладеними на етап розрахунків.

Схожі міркування застосовні до вузла, що містить стійкі й показаному на рис. 5.16. Для нього також обрано комбіновану модель, у якій стійки представлені поверхнями, а все інше – тілами.

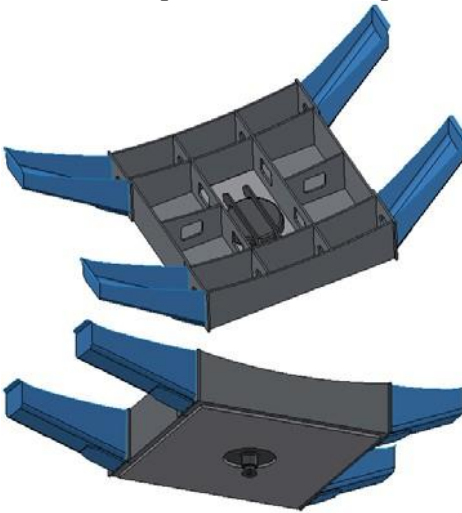


Рисунок 5.15 - Розрахункова геометрична модель опори під сидю

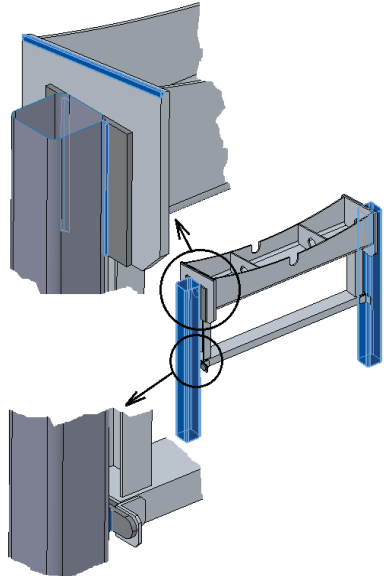


Рисунок 5.16 - Розрахункова геометрична модель вузла стійок

Також, щоб продемонструвати особливості розрахунків зварених з'єднань у ситуаціях, коли потрібні достатня точність і необхідні результати, у явному виді побудовані тіла швів, які будуть зв'язувати стійки із пластинами, більше того, на вертикальних пластинах виконані оброблення під шви, що зв'язують їх з обичайкою.

Модель дозволить одержати зусилля у швах, якщо надалі будуть поставлені контактні умови, що описують взаємодію деталей поза швами, наприклад **"Нет проникновения" (No penetration)** або **"Проникновение допускается" (Allow Penetration)**, яке припускає,

що стискаючі навантаження сприймаються винятково швами. Подібно опорі сідла, для даного вузла найбільш раціональною була б або цілком твердотільна, або повністю оболонкова модель. Вона, однак, через велику трудомісткість не була реалізована – процес перетворення зупинився після перетворення стійок в оболонки.

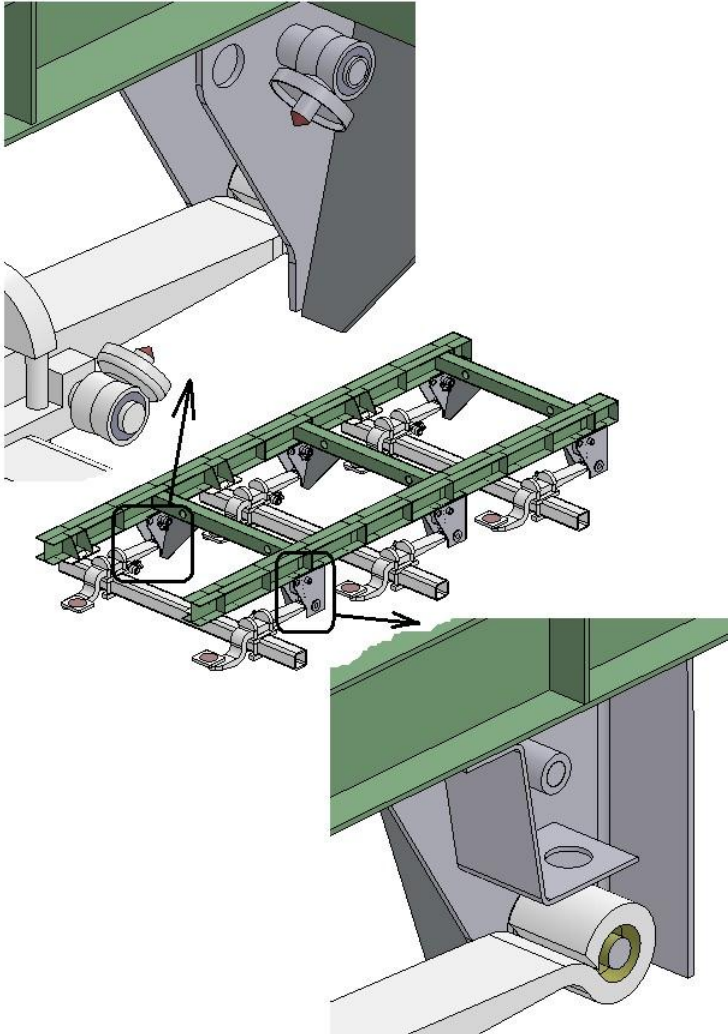


Рисунок 5.17 - Рама й фрагменти підвіски  
в місцях амортизаторів і втулок ресор

Перевагою першої є, зокрема, більш точний облік особливостей зварених з'єднань: облік ексцентриситету й супутніх контактів, локальної зміни твердості, простота ідентифікації переданих зусиль.

Оболонки ж породжують більш раціональну сітку, для тонких стінок – кращу точність, а також нівелюють сингулярності напруг (за винятком кінців шва) і, отже, дають більш коректну їхню оцінку, з погляду інженерного аналізу. Рама й підвіска залишені у твердотільному стані – вони показані на рис. 5.17.

Слід звернути увагу на те, як оформлені опори амортизаторів – видні чашки, на які будуть опиратися пружини, але при цьому виконані циліндричні бобишки, на кінцях яких окремими тілами виконані конуси. Призначення останніх – у тому, що модель повинна бути потенційно придатна для динамічного аналізу, у якому віртуальні амортизатори опираються на вершини або на точки SolidWorks.

Щоб нівелювати дію сингулярності на твердість (в околиці точок піддатливість буде дуже високою, причому ущільнення сітки буде її збільшувати непередбачуваним чином), спирати пружини слід на точки твердих тіл. На жаль, тіла, «оброблені» командою **"Сделать жёстким" (Make Rigid)**, у деяких реалізаціях програми некоректно зв'язуються з оточенням, тому необхідним інструментом є присвоєння їм матеріалів, модуль пружності яких раз у сто більший, чим у матеріалів оточення. Деформації й напруги в таких тілах і біля них стануть некоректними.

У рухливих з'єднаннях опори є в наявності реальні або спеціально зроблені зазори, у які будуть поміщені умовні підшипники й втулки, зокрема між вушками ресор і пальцями, що з'єднують стінки опори, а також між осями, на які опираються амортизатори, і втулками, що з'єднують стінки й привареними до них.

Спрощення внесені у вузли підвіски – сама ресора залишена в досить докладному виді, але з'єднання за допомогою стрем'янки між нею й балкою виконане найпростішими формами й не передбачає обліку натягу в нарізних сполученнях, і, відповідно, контакти з ковзанням, будь вони навіть призначені, не дадуть достатню точність.

Ресора (рис. 5.18), яка в даній конструкції є однолистовою, не створює проблем при моделюванні й у розрахунках, однак для опису твердості багатolistових ресор необхідна модель, що враховує, як мінімум, їх взаємне проковзування, а ще краще – заповнення й розкриття зазорів, у тому числі й під дією центрального болта.

Як впливає з опису завдання, навіть в ізольованому стані воно вирішується досить складно. Тому компромісним рішенням могло б стати побудова багатолистової ресори одним тілом з компенсацією відмінності жорсткості – у монолітній системі вона більше – за рахунок зменшення модуля пружності матеріалу, який привласнюється спрощеній ресорі.

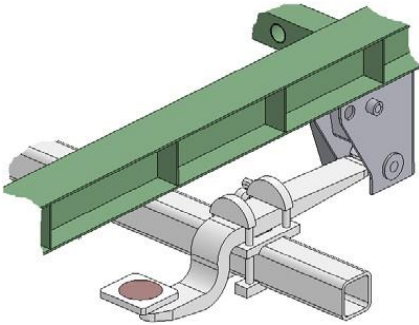


Рисунок 5.18 - Ресора з оточенням

Зрозуміло, при цьому вона втрачає нелінійність твердості, тому довелося б підбирати модуль так, щоб результат відповідав тій ділянці характеристики, яка реалізується для причепа в конкретному розрахунковому випадку.

В описаній моделі не враховано ящик з технологічним устаткуванням, який прикріплено до обичайки.

Він, з одного боку, є додатковим ваговим навантаженням, а з іншого – додатковою жорсткістю. Тому для нього можна було б використовувати спрощену консервативну модель, виділивши на обичайці відповідні площини кріплення (у реальності для цього використовуються накладки, приварені по контуру), залишивши для них товщину без урахування накладок і «прикріпивши» до них навантаження **"Распределённая масса" (Distributed Mass)** з величиною, рівній масі ящика з устаткуванням, за винятком трубопроводів – вони вже «приєднані» до спеціальних площин, як описано вище. Якщо після розрахунків з'ясується, що напруги перевищують припустимі або саме тут вони максимальні, то модель буде потрібно уточнити.

### Побудова розрахункової моделі.

У комбінованих сітках (оболонки з тілами), а також між оболонками із зазорами автоматичне зв'язування в загальному випадку не гарантується, тому призначаємо контактні набори типу **"Связанные" (Bonded)**. На рис. 5.19 показаний приклад контакту між крайками обичайки й гранями відгинів днища.

З метою економії часу, всі зв'язки кожної з перерахованих крайок з кожної із граней, зібрані у дві безлічі. Як правило, подібні зв'яз-

ки в сучасних версіях програми реалізуються правильно, але в загальному випадку рекомендується, як мінімум, звертати увагу на коректність результатів у принципі.

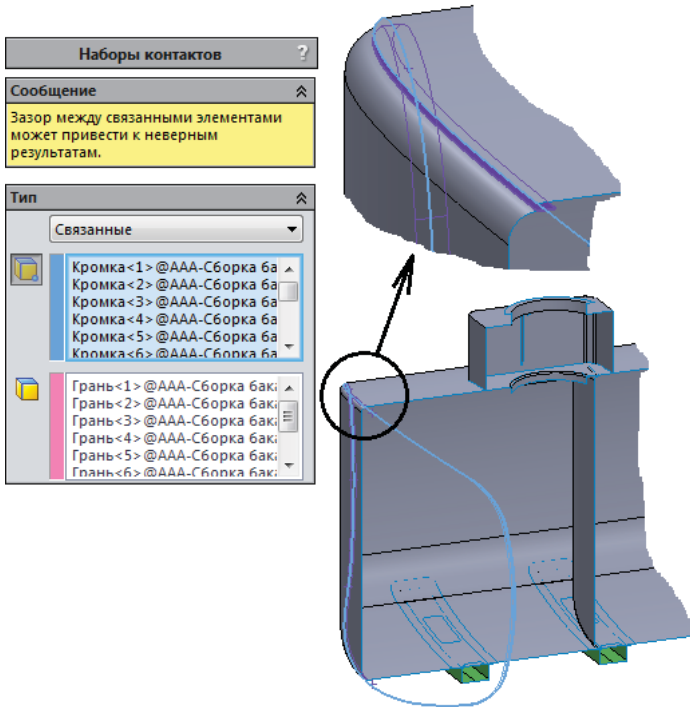


Рисунок 5.19 - Зв'язування крайок листів з відгинами днищ

Схоже місце наведено на рис. 5.20, де грань отвору обичайки зв'язується з торовою гранню округлення на кільці посилення. Непло-ска крайка правильно зв'язується з поверхнею обертання. У випадку невдачі довелося б зв'язувати крайку із циліндричною гранню кільця, що, загалом, було б «не менш» правильним (справа в тому, що невідоме місце розташування звареного шва).

Слід звернути увагу на попередження програми про потенційні помилки при зв'язуванні об'єктів через зазор, навіть якщо він компенсований коректними віртуальними товщинами об'єктів, що з'єднуються. Трохи інша ситуація має місце при з'єднанні листа посилення з обичайкою. Крайки, що утворюють периметр, зв'язуються із гранню обичайки (рис. 5.21), але при цьому слід визначитися з тим, як лист

взаємодіє з листами ємності.

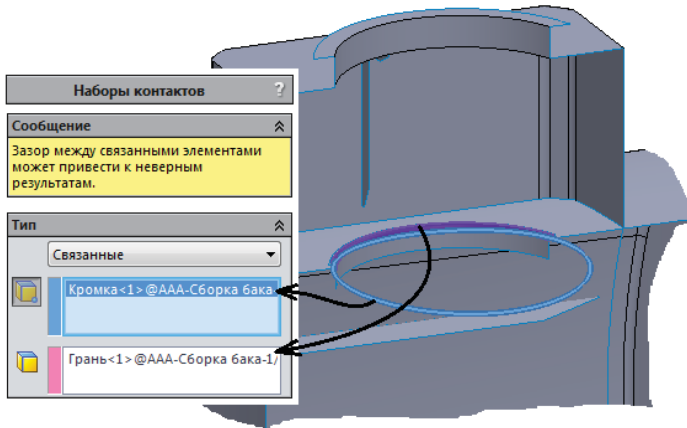


Рисунок 5.20 - Зв'язування крайки отвору обичайки із гранню відгину кільця посилення

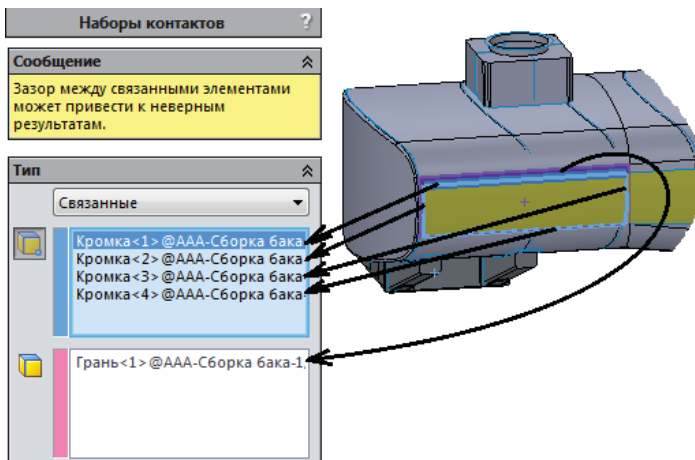


Рисунок 5.21 - Зв'язування крайок листа посилення з обичайкою

Економічний, з обчислювальної точки зору, варіант, який трактує систему з мінімумом міцності, відповідає відсутності будь-якої взаємодії між ними – контакт **"Проникновение допускается" (Allow Penetration)**. Максимізуючий як жорсткість, так і, швидше за все, міцність (цілком імовірно, що по контуру «суми листів» напруги зростуть), – **"Связанные" (Bonded)**, причому можна неабияк заощадити

на обчисленнях, так само як і на складності геометрії, якщо бічним граням обичайки призначити суму їх товщин і товщини листа посилення, а останній попросту виключити з аналізу.

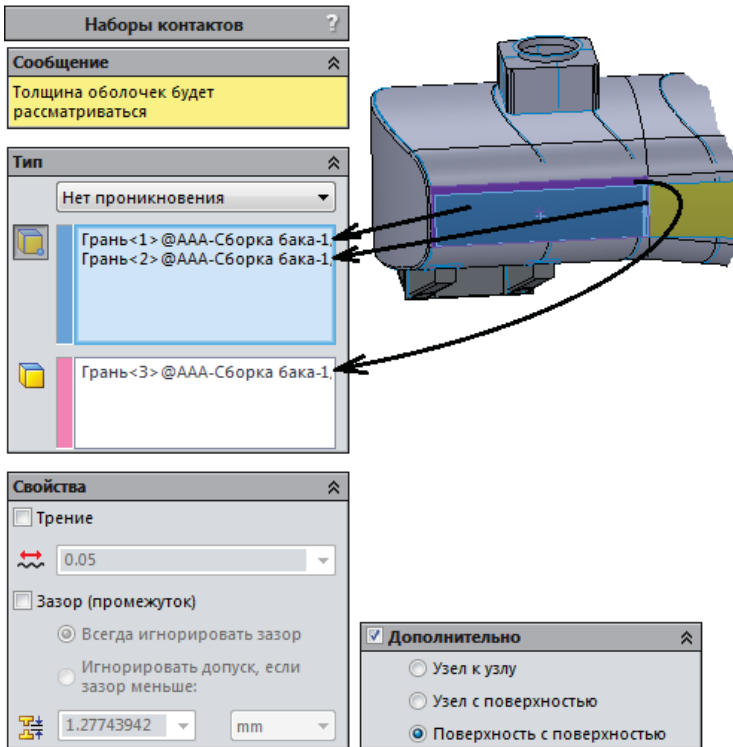


Рисунок 5.22 - Зв'язування грані листа посилення з обичайкою

Найбільш реалістична модель – коли листи по гранях зв'язані умовою **"Нет проникновения"** (No penetration), яка й буде реалізована в нашій моделі у варіанті **"Поверхность с поверхностью"** (Surface to surface), як показано на рис. 5.22. Якби впевненість у відсутності віртуального зазору була відсутня, варто було б активувати опцію **"Зазор"** (Gap (clearance)) у варіанті **"Всегда игнорировать зазор"** (Always ignore clearance) у надії скоротити обсяг обчислень. Зрозуміло, що в подібних ситуаціях тертя враховувати необов'язково.

Аналогічна пара граничних умов застосовується для підкладних листів сидла в з'єднанні з обичайкою. Крайки зв'язуються із гранями

(рис. 5.23), а між гранями ставиться умова ковзання із входом-виходом з контакту (рис. 5.24). Крайки лонжеронів зв'язуються із гранями підкладних листів (рис. 5.25).

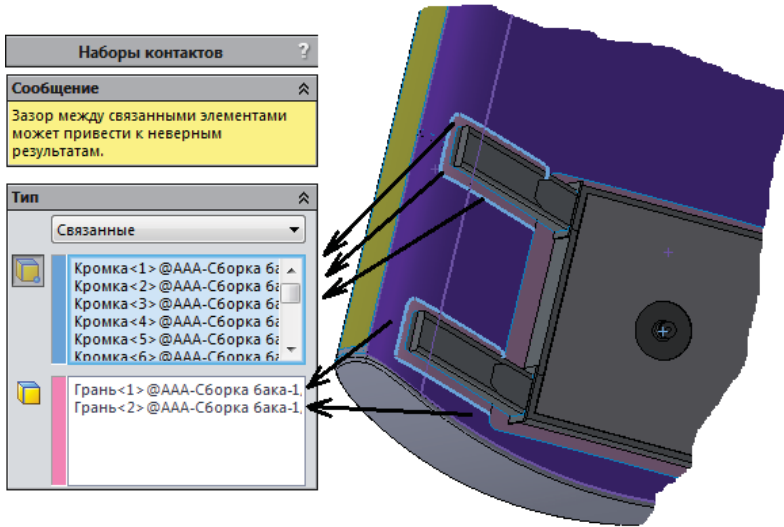


Рисунок 5.23 - Зв'язування крайок підкладних листів із гранями обичайки

Накладки посилення лонжеронів зв'язуються з лонжеронами по всій площі (рис. 5.26), хоча в реальності вони, подібно підкладним листам, приварені по контуру, а поза ними перебувають у зіткненні з ковзанням. Це зроблено для спрощення розрахунків. Вище було показано, що для точної моделі звареного з'єднання в конструкції стійки були введені твердотільні моделі зварених швів.

Грані швів прикріплюємо до поверхонь і граням тіл контактом **"Связанные"**, як показано на рис. 5.27, а віртуальні зазори стійки з іншими тілами (деталлями) у явному виді враховувати не будемо; як згадувалося, глобальний контакт **"Связанные"** не діє (принаймні, у використаних версіях програми) на зв'язку між гранями тіл і оболонками, якщо віртуальна товщина останніх реалізує нульовий (також віртуальний) зазор і навіть якщо включена опція **"Некасающиеся грани"** (**Non-touching faces**) у налаштуваннях глобального контакту, що передбачає спробу програми з'єднати грані через зазори. Це значить, що в загальному випадку об'єкти «не відчують» один одного, аж до можливості взаємного проникнення.

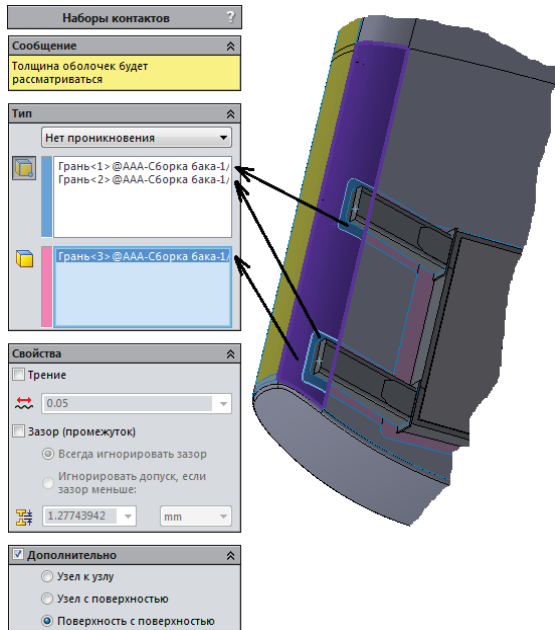


Рисунок 5.24 - Зв'язування граней підкладних листів із гранями обичайки

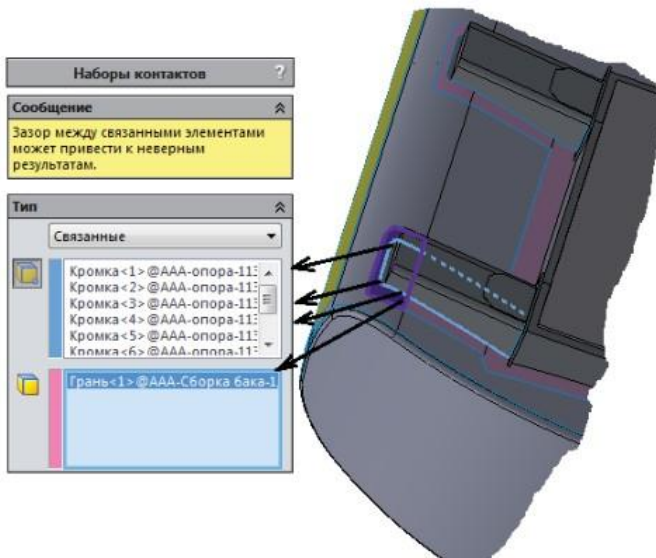


Рисунок 5.25 - Зв'язування крайок лонжерона із гранню підкладного листа

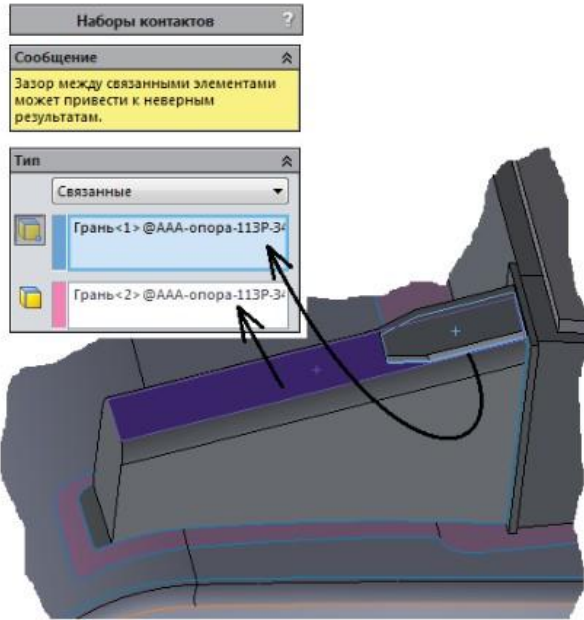


Рисунок 5.26 - Зв'язування посилення лонжерона з лонжероном

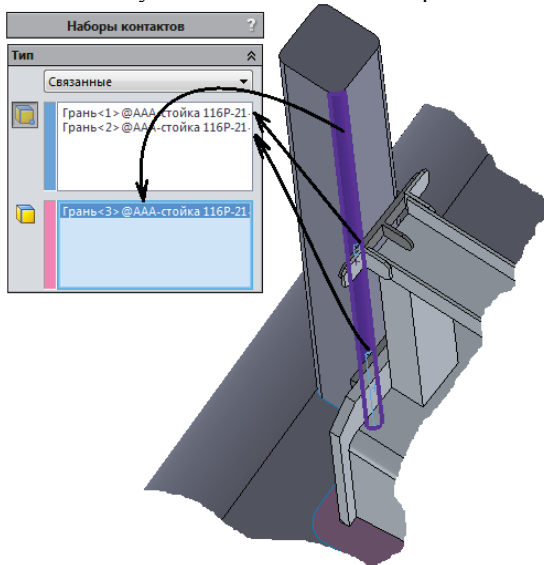


Рисунок 5.27 - Зв'язування граней тіл зварених швів із гранями стійки

Якщо прагнути до високої правдоподібності за рахунок раціональності, то на додаток до строгої локалізації зв'язків зі спільним переміщенням можна призначити контакти **"Нет проникновения"** поза цими зв'язками – між гранями пластин і гранями стійок (рис. 5.28).

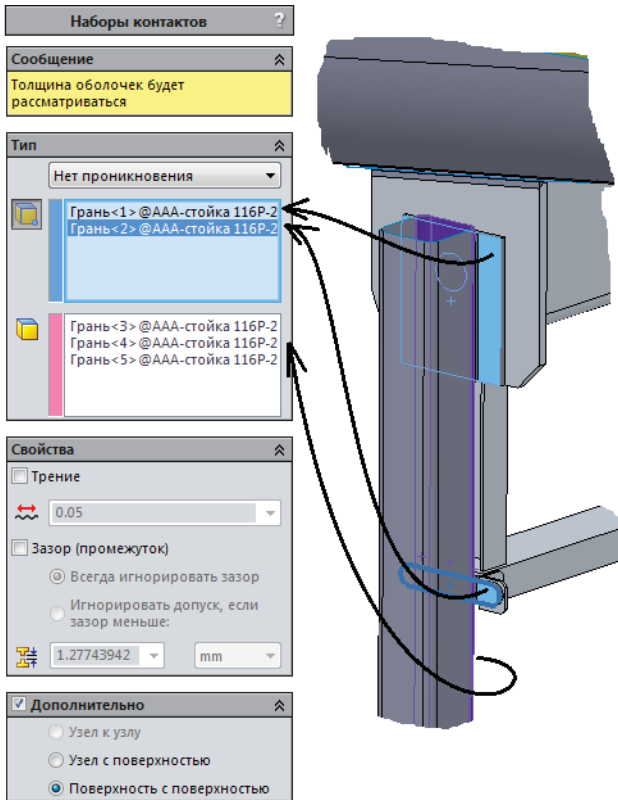


Рисунок 5.28 - Змінний контакт між стійкою й пластинами поза швами

При штатному обпиранні на стійки контактні навантаження не повинні бути великі, однак, якщо з'являється бічна мода деформацій, то цілком можливий їхній ріст, який, відповідно, породить реактивні навантаження відриву у зварюванні. Очевидно, що описані не всі призначені зв'язки, однак інші якісно не відрізняються від наведених.

Наступний етап – створення рухливих шарнірних з'єднань. Вушко ресори зв'язуємо з пальцем в опорі двома віртуальними підшип-

никами з опцією **"Разрешить самовыравнивание" (Allow self-alignment)**, що позбавляє їх згинальної жорсткості, і вони можуть трактуватися як кулькові підшипники (рис. 5.29).

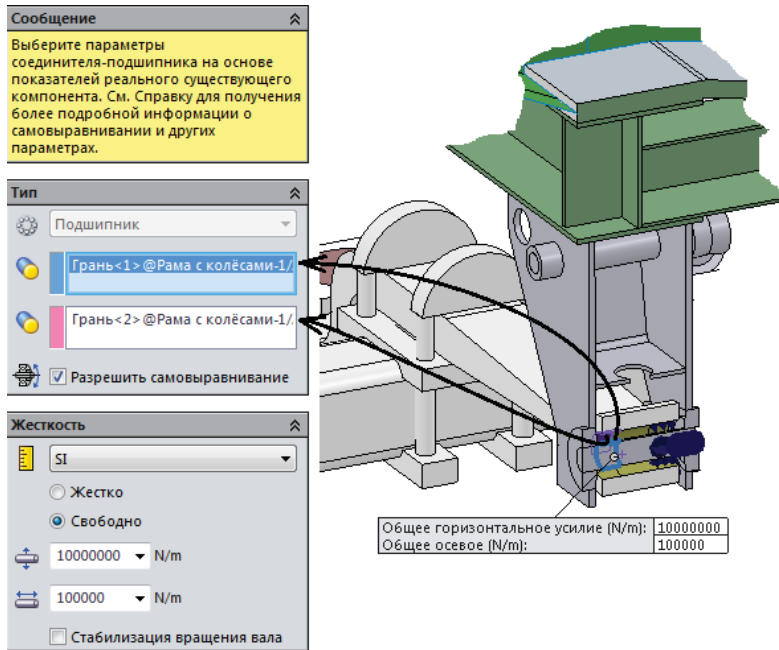


Рисунок 5.29 - З'єднання підшипниками пальця й отвору у вушку ресори

Сам палець в опорі підкоряється глобальному контакту **"Связанные"**, тобто забитий у неї нерухомо. У силу відсутності інформації твердості підшипників підбираємо, виходячи з міркувань здорового глузду, щоб переміщення в них були реалістичні. У принципі, можна було б зробити підшипники абсолютно твердими – у цьому випадку гнiюча частина піддатливості формується за рахунок піддатливості в конструкції й пружинах. Щоб організувати по два підшипники, що з'єднують два об'єкти, на їхніх гранях командою **"Линия разъёма"** було виділено дві пари концентричних граней.

Інший метод використано для зв'язування вушка амортизатора й пальця, що проходить через опору. Тут важливо коректно описати твердість гумового сайлентблока, тому ухвалене рішення залишити його в «натуральному» виді, як деталь, але обравши матеріал з підхо-

дящими властивостями, як показано на рис. 5.30.

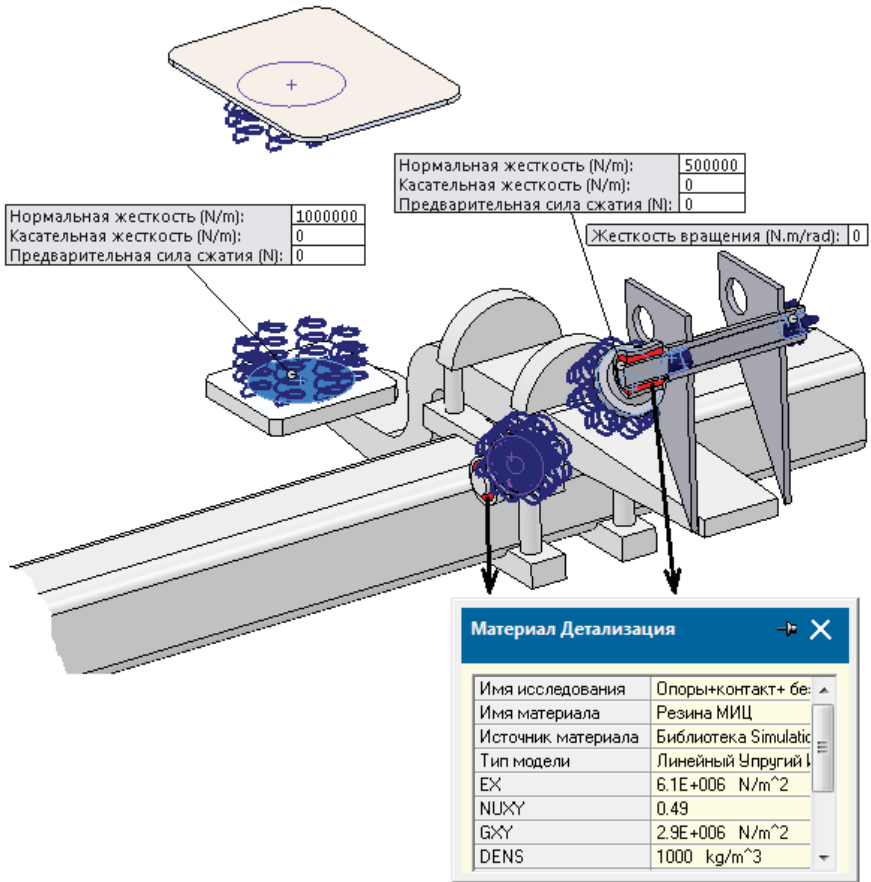


Рисунок 5.30 - Рухливі й пружні елементи підвіски

При цьому тіло деталі пов'язане з оточенням контактом за замовчуванням. Напруги при крученні будуть близькими до нуля, оскільки це крутіння реалізується через поворот пальця, до якого прикріплений через втулку сайлент-блок в отворі довгої втулки. У реальності тут має місце контакт із ковзанням, однак, з метою економії обчислювальних ресурсів, а також потенційного переходу до моделі лінійної динаміки – у ній ці контакти нездійсненні – зв'язуємо циліндри двома віртуальними штифтами. Для цього, як і раніше, виділяємо дві пари

концентричних граней. Для наглядності – у принципі, це необов'язково – незначно збільшуємо діаметр отвору у втулці. В принципі, у даному контексті принципових відмінностей підшипників від штифтів немає – вони з'являться, якщо додати підшипнику піддатливість (штифт на це нездатний), або штифту – торсіонну твердість (у підшипників її немає). Обое варіанти натякають на твердість отворів з накладеними зв'язками в радіальному напрямку. Коли потрібно залишити отвори податливими, слід використовувати віртуальні пружини, що з'єднують концентричні грані.

Подушки підвіски моделюємо пружинами, що зв'язують паралельні кругові грані, проекції яких збігаються. Ці грані виділені на гранях опор командою **"Линия разъёма"**. Замість амортизаторів також ставимо пружини, що з'єднують кругові грані на чашках. У статичному стані амортизатори не навантажені, однак у динамічному вони мають як в'язкість, так і твердість. Величини твердості пружин узяті з міркувань здорового глузду, так щоб осада причепа під навантаженням була реалістичною. Як представляється, у деяких межах зміни твердості вона не занадто впливає на розподіл сприйманих осями підвіски зусиль.

Етап призначення граничних умов у край важливий, оскільки на додаток до досить адекватної моделі підвіски, її слід реалістично зафіксувати. У причепі нерухливі плями контакту між шинами й дорогою, при цьому твердість закріплення у вертикальному напрямку найбільша, у поперечному – менша, а в поздовжньому вона може бути як дуже великою – якщо колеса загальмовані, так і нульовою, якщо вони вільні. Якщо зафіксувати торці балок, то опір поворотам можна вважати нульовим, тому фіксація грані торця в ортогональному напрямку (крім інших) породить фактично моментне закладення, що фіксує всі повороти, крім осі балки.

Це абсолютно не відповідає реаліям роботи конструкції. Найкращим інструментом для поділу поступальних переміщень і поворотів є умова **"Дистанционные нагрузки" (Remote Load)** у варіанті **"Перемещение" (Жёсткая связь)** (рис. 5.31), які зв'язують деякий об'єкт, наприклад грань, із точкою.

Якщо не фіксувати повороти, то фактично грань може обертатися щодо точки як тверде ціле. Ми не будемо фіксувати поздовжні переміщення (є система координат причепа), а вертикальні й поперечні зробимо нульовими (рис. 5.32).

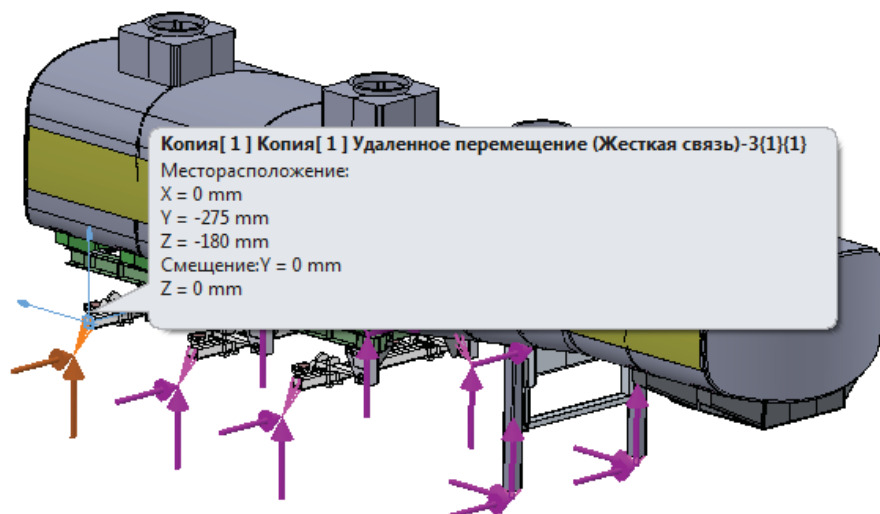


Рисунок 5.31 - Імітація коліс і опор через дистанційне переміщення

**Дистанционные нагрузки ?**

Тип

**Тип**

☐ Нагрузка (Прямой перенос)  
☐ Нагрузка (Жесткая связь)  
☒ Перемещение (Жесткая связь)

Грань<1> @Рама с колёсам

**Справочная система координат**

☐ Глобальный  
☒ Настроено пользователем

Система координат1 @Рама с колёсам

**Местоположение**

mm

X: 0

Y: -275

Z: -180

☒ **Смещение**

mm

X: 0

Y: 0

☐ Реверс направления

Z: 0

☐ Реверс направления

☐ **Вращение**

Рисунок 5.32 - Параметры закладки через дистанційне переміщення

Після розрахунків треба оцінити поперечні реакції, і якщо вони виявляться значними (щодо здорового глузду), можна переміщення звільнити, враховуючи при цьому вимогу відсутності моди вертикального повороту як твердого цілого. Для даної розрахункової схеми із зафіксованими стійками воно задовольняється, але якщо розглядається випадок з фіксацією сидла, а його як кульову опору також слід реалізовувати через дистанційне переміщення, тоді одне (і не більше) з дистанційних переміщень, що імітують колесо, слід зафіксувати уздовж відповідної до локальної осі  $z$ .

Наслідком, щоправда, буде асиметрична картина переміщень при симетричному завданні. Координати нерухливої точки показані на рис. 5.31. Вона відстоїть від центру торця балки на 180 мм назовні й 275 мм униз. Тут передбачається фіксація не низу шини, а деякої проміжної точки, винесеної назовні маточини. Стосовно до конкретного завдання координати слід змінювати. У стійках твердість щодо зсувів дуже велика, а щодо поворотів – мала, тому тут теж фіксуємо три переміщення й ігноруємо три повороти. Силкові граничні умови показано на рис. 5.33.

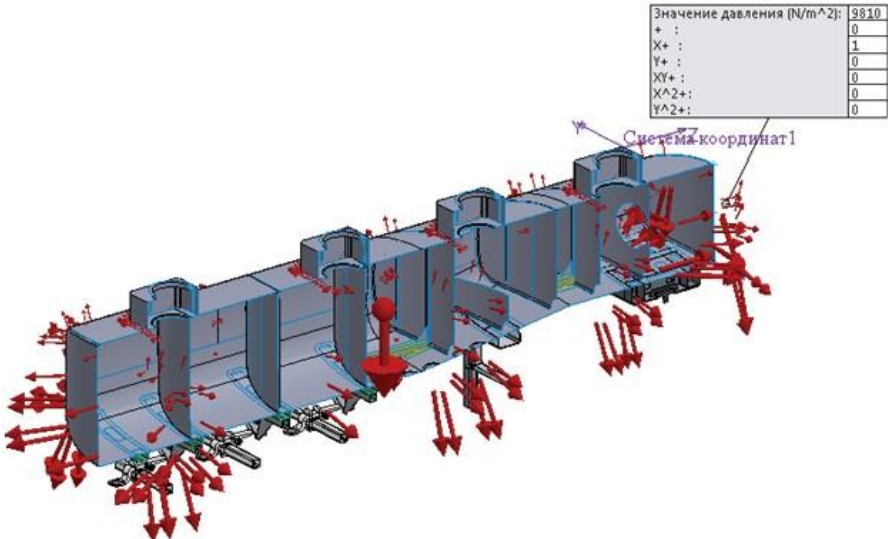


Рисунок 5.33 - Статичні граничні умови

Це тиск, що лінійно змінюється по висоті з нульовою величиною, розташовано на початку осі  $x$  локальної системи координат, роз-

ташованої зверху квадратних горловин. Тиск прикладено до всіх поверхонь обичайки й горловин, за винятком кілець, оскільки вони обмиваються текучим середовищем по обидва боки.

У якості рідини, імітованої тиском, прийнято воду із щільністю  $1000 \text{ кг/м}^3$ , тобто на глибині одного метру вона створює тиск  $9810 \text{ Па}$  – саме ця величина й входить у закон зміни тиску як коефіцієнта при локальній координаті  $x$  локальної системи координат. Усі інші константи, включаючи вільний член, дорівнюють нулю. Останній, будучи призначеним, відтворював би постійний тиск, по суті тиск над дзеркалом рідини. Другим навантаженням є сила ваги. Сітка будується «стандартним» алгоритмом з параболічних кінцевих елементів (рис. 5.34).

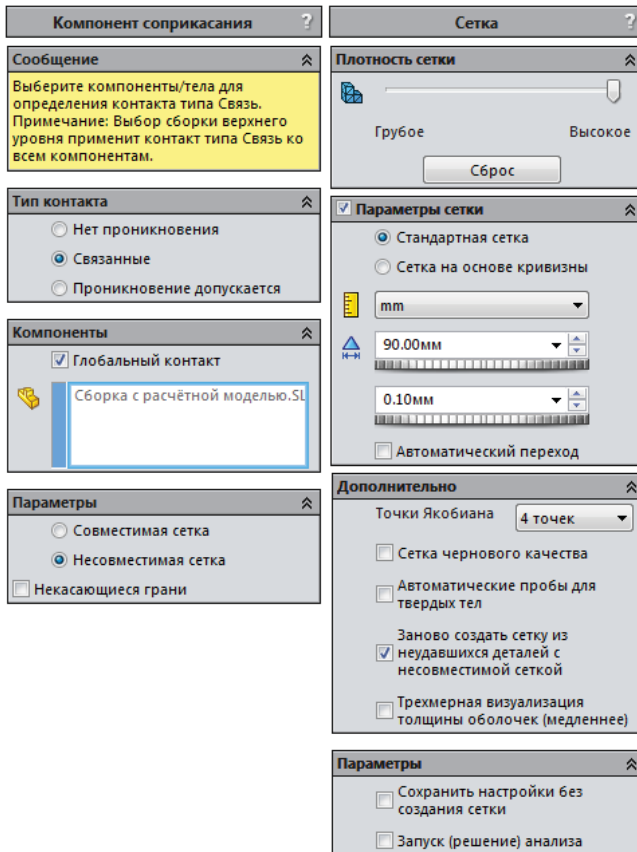


Рисунок 5.34 - Настроювання глобального контакту й сітки

Щільність сітки підібрана так, щоб для відносно товстих об'єктів, наприклад ресор, по товщині вийшло два елементи. На деяких деталях: втулках, пальцях, чашках амортизаторів – довелося застосувати елементи керування сіткою з малою величиною, тому елементи вийшли «занадто» дрібними.

З'ясувалося, що спільна сітка при показаних налаштуваннях не виходить, тому, щоб не прибігати до подальшого здрібнювання, використовуємо добудування сітки як неспільної командою **"Заново создать сетку из неудавшихся деталей с несовместной сеткой"** (**Remesh failed parts with incompatible mesh**) – або ж повністю неспільну сітку – цей функціонал доступно при визначенні глобального контакту.

У даній ситуації це не занадто значимо, оскільки більша частина контактів, представляючи зв'язок між оболонками й тілами, а також між оболонками із зазором в стик і внапуск, однаково описується неспільною сіткою. Сітку в різних ракурсах наведено на рис. 5.35-5.38.

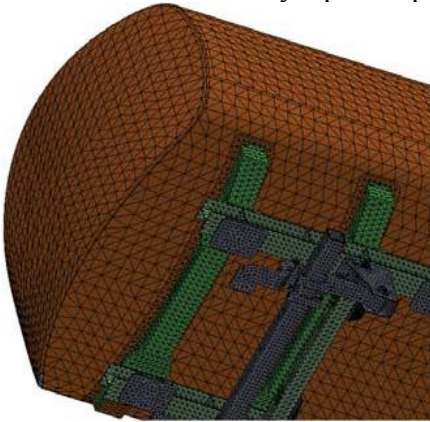


Рисунок 5.35 - Сітка в задній частині причепа

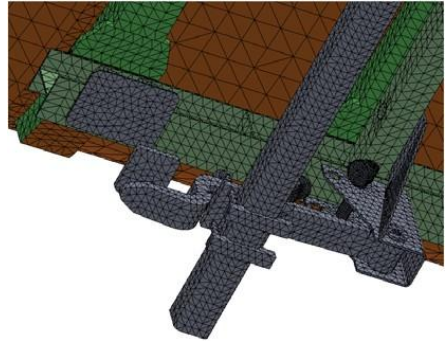


Рисунок 5.36 - Сітка на підвіску

У деяких деталях, наприклад стійках, лонжеронах, накладках, розмір за замовчуванням дав досить рідку сітку, однак, у першому наближенні, вона цілком придатна для зон поза максимумами напруг.

### **Приведення розрахункової маси до реальної.**

У результаті внесених умовностей і спрощень отримана розра-

хункова геометрична модель, а потім і розрахункова з уведенням умовностей у вигляді оболонок, різних інших віртуальних сутностей.

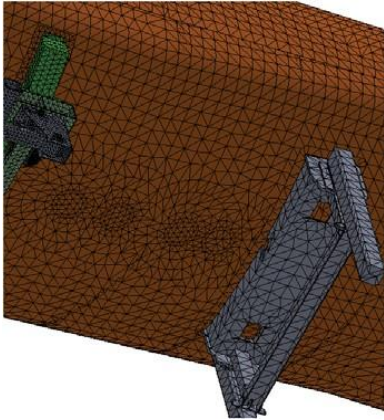


Рисунок 5.37 - Сітка на імітаторах клапанів і на стійках

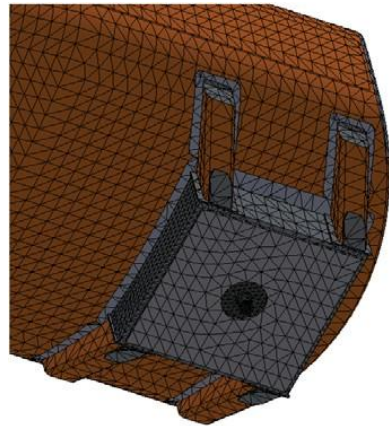


Рисунок 5.38 - Сітка на опорі сидла

Її одержання супроводжувалося різними операціями як по геометрії, так і по її перетворенню в поверхні. В принципі, кожна зміна повинна протоколюватися на предмет можливої зміни маси конструкції, оскільки й гравітаційні та інерційні сили є визначальними. Це вкрай кропітке заняття, тому компромісним рішенням є відхід від обліку локальної невідповідності маси, аналіз вже готової розрахункової моделі.

Якщо маса «реальна» (вона обумовлена об'ємом тіл і, зрозуміло, щільністю матеріалів) у сукупності з віртуальною (яка виходить в Simulation як властивість оболонок з умовною товщиною й «реальним» матеріалом) відрізняється від маси вихідної геометричної моделі (із призначеними матеріалами), слід внести виправлення в розрахунки.

Оцінити масу, «сприйману» у розрахунках, можна на підставі діагностованих сил реакції в опорах під час відсутності будь-яких силових факторів (зокрема, тиски, що імітують рідину), крім гравітації, як показано на рис. 5.39. Сума сил реакції у вертикальному напрямку становить 78 405 Н (рис. 1.453), при тому що сила для маси, оцінюваної на основі вихідної геометричної моделі, дорівнює 90 252 Н. Таким чином, втрачено приблизно 12 000 Н.

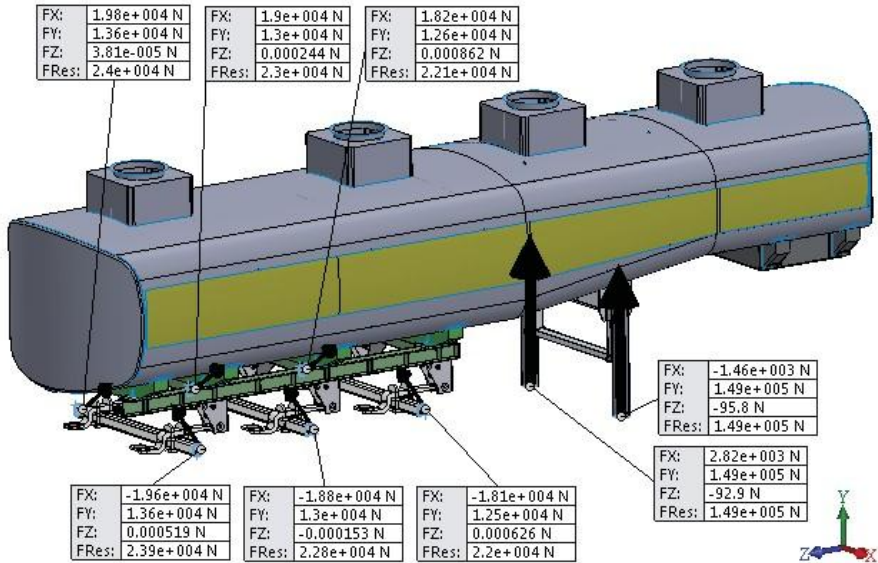


Рисунок 5.39 - Сили реакції в закладеннях при обпиранні на стійки й усі колеса

Значна частина цієї маси припадає на відсутній у моделі ящик з технологічним устаткуванням, за винятком трубопроводів, які були враховані еквівалентною масою – вже були представлені кришки горловин, труби відводу пар з горловин, огороження зверху по периметру. Останнє також надає ємності додаткову твердість, тому неврахування її ящика робить розрахункову оцінку більш консервативною.

Актуальною інформацією є також горизонтальні сили в опорах – у кожній з них вони перевищують тону. Вище, при призначенні фіксацій у дистанційних переміщеннях, були міркування про те, чи правомірна горизонтальна фіксація. Через результати можна схилитися до рішення про її ослаблення. Якщо в стійках, що жорстко стоять п'ятами на основі, ще можна допустити подібні реакції, то припущення про реалістичність більш ніж півтонних бічних зусиль у системі шин-колесо є досить сміливим. Розрадою є та обставина, що бічні стискальні зусилля (реакції опор), що діють на торці балок, приводять до підвищення загального рівня напруг у підвісі й, відповідно, роблять оцінку міцності більш консервативною.

**Результирующая сила** ?

**Параметры** ⌵

☐ Сила реакции  
☒ Сила интерфейса удаленной нагрузки  
☐ Сила свободного тела  
☐ Сила контакта/трения  
☐ Сила соединителя

**Выбор** ⌵

SI

Грань<4>@Рама с колёсами-1/AAA-  
 Грань<4>@Рама с колёсами-1/AAA-  
 Грань<4>@Рама с колёсами-1/AAA-  
 Грань<2>@AAA-стойка 116P-21-1  
 Грань<1>@AAA-стойка 116P-21-1  
 Грань<3>@Рама с колёсами-1/AAA-  
 Грань<3>@Рама с колёсами-1/AAA-

Обновить

**Сила интерфейса удаленной нагрузки (N)** ⌵

| Компонент       | Выбор     | всей модели |
|-----------------|-----------|-------------|
| Сум X:          | 0.0014038 | 0.0014038   |
| Сум Y:          | 78405     | 78405       |
| Сум Z:          | 0.67836   | 0.67836     |
| Результирующая: | 78405     | 78405       |

**Параметры отображения** ⌵

☒ Отобразить результирующие силы

Рисунок 5.40 - Сума сил реакції

ця помилка може принципово нівелювати результати з точки зору подальшої їх інтерпретації.

Коригування може здійснюватися двома способами.

Перший - це сформувати оболонку на базі поверхні, до якої прикладається тиск, і використовувати опцію **"Смещение" (Offset)**, щоб коректно описати жорсткість, а в разі рішення контактної задачі - також і умови контакту, де програмно враховується віртуальна товщина. Другий шлях - адаптувати тиск, множачи його (в разі дії зсере-

«Відновити» масу можна, змінивши щільність матеріалів, що досить трудомістко, або ж скорегувавши силу ваги – гравітаційне прискорення, збільшивши його в 1,15 рази, використавши для розрахунків  $11,3 \text{ м/с}^2$ . Деяка особливість, що породжує систематичну погрішність, присутня при призначенні тиску на криволінійних оболонках. Справа в тому, що в сітковій апроксимації тиск математично прикладається до сітки.

Відповідно, якщо вона базується на серединній поверхні оболонки як тіла, що має кінцеву товщину, то погрішність, наприклад, для циліндра з товщиною  $h$  і радіусом серединної поверхні  $R_0$ , якщо її розраховувати по окружних напругах (більш коректно, окружним силам), складе  $h/(2 \cdot R)$ .

Якщо діє внутрішній тиск, то напруги будуть завищені, що, загалом, прийнятно. Однак для таких випадків, як розрахунок, наприклад, магістральних нафтогазопроводів, де максимальний тиск 0,95 від тиску, що породжує напруги відповідні межі текучості,

дини) на величину  $r/R$  раз, де  $r$  і  $R$  - внутрішній і зовнішній радіуси відповідно.

### Результати і їх інтерпретація.

Вище були показані сили реакції в опорах для розрахункового випадку, коли вертикально й поперечно опираються всі колеса й стійки, а поздовжня фіксація здійснюється тільки на стійках. На рис. 5.41 наведено діаграму переміщень – очевидно, що задня частина причепа «осіла» на величину 18 мм. Це трохи менше, чим в реальності, що в розрахунковій моделі тривіально коректується збільшенням твердості пружин, що імітують пневмоподушки.

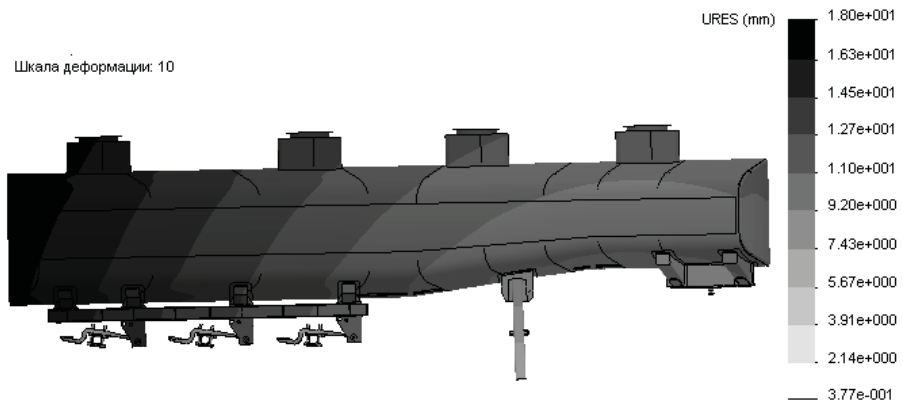


Рисунок 5.41 - Переміщення при обпиранні на всі колеса й дві стійки

Еквівалентні напруги в тілах і в оболонках на тих їхніх гранях, які «дивляться» усередину цистерни (там вони в середньому більше, чим на «зовнішніх»), показано на рис. 5.42, а зони їх максимальної концентрації: у стійках і біля них, у підвісці – показано на рис. 5.43-5.44. Найнебезпечнішим місцем є стійки та їх околиці, зокрема біля кутів підкладних листів. Як видно, у стійках присутня згинальна мода, породжувана блокуванням поперечного розпору.

Цікаво те, що один з локальних максимумів розташований біля переднього вирізу в коробі між стійками. Та ж картина, але як би зсередини (насправді у всіх випадках показані напруги на внутрішніх поверхнях), показана на рис. 5.44 – тут видно, що великі напруги спостерігаються також у перегородці над стійками.

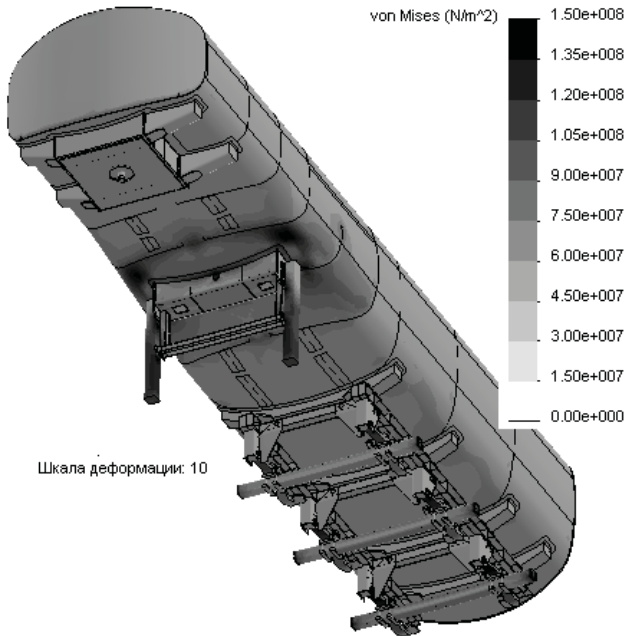


Рисунок 5.42 - Еквівалентні напруги при обпиранні на всі колеса й дві стійки на внутрішній грані цистерни

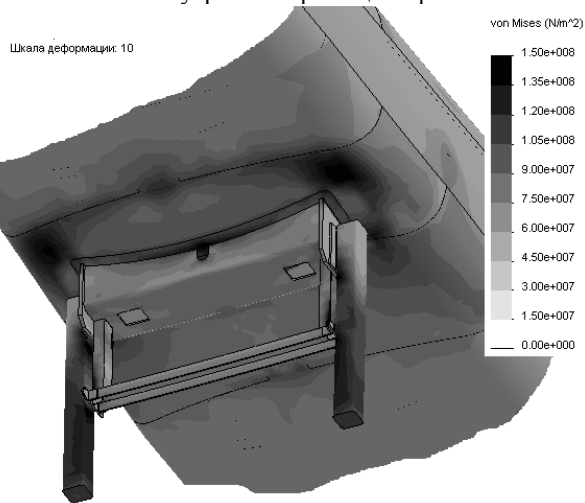


Рисунок 5.43 - Еквівалентні напруги при обпиранні на всі колеса й дві стійки на внутрішній грані цистерни – фрагмент у стійок

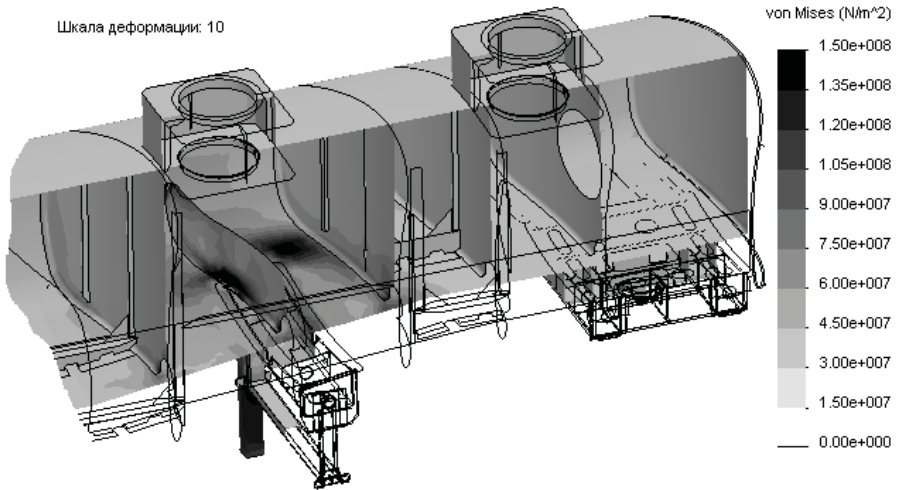


Рисунок 5.44 - Фрагмент діаграми еквівалентних напруг у зоні опор

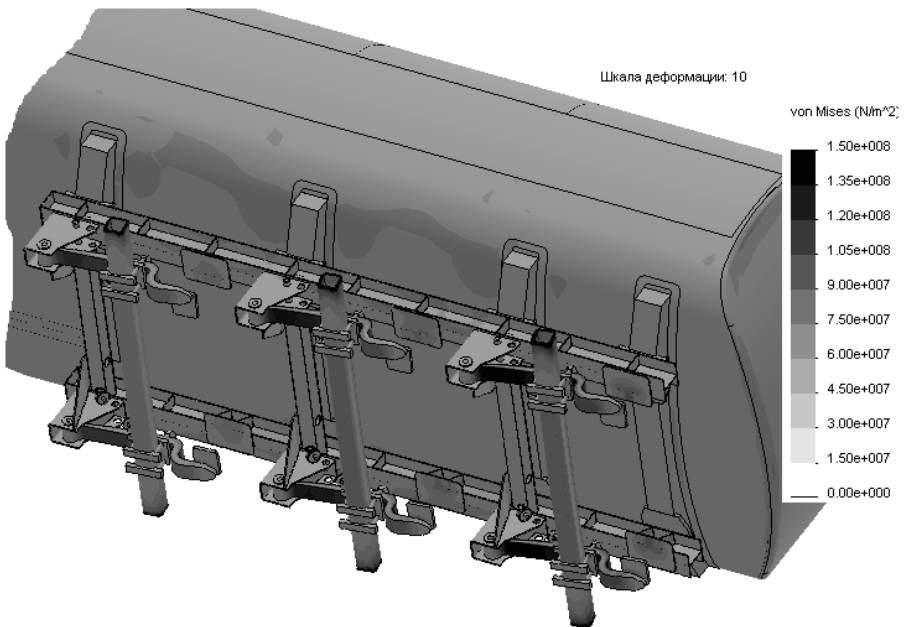


Рисунок 5.45 - Еквівалентні напруги при обпиранні на всі колеса й дві стійки на внутрішній грані цистерни – фрагмент на підвісі

Відзначимо, що високий рівень напруг біля стійок компенсується тим, що вони не пов'язані із багатоцикловою втомою, на відміну від, наприклад, розрахункового випадку з обпиранням на сидло.

Напруги в підвісці показані на рис. 5.45. Максимуми локалізуються в ресорах між стрем'янкою й опорою, а також на кінцях балок. Останніми можна знехтувати (у даних розрахунках), оскільки вони носять штучний характер, будучи викликані перетворенням торців у тверді сутності відповідними граничними умовами.

Проте даний вузол потребує додаткового аналізу – зрозуміло, при цьому повинні бути враховані особливості конструкції із включенням у модель зони переходу балки в барабан. Що стосується ресор, то найбільш навантаженими є пара задніх. Якщо врахувати, що в розрахунковому випадку, коли причіп опирається на сидло (відповідні результати показані на рис. 5.46), рівень напруг ще вищий, а також що ці напруги носять утомний характер, бажаний більш ретельний аналіз. Відзначимо, що згинальні напруги в балках невеликі.

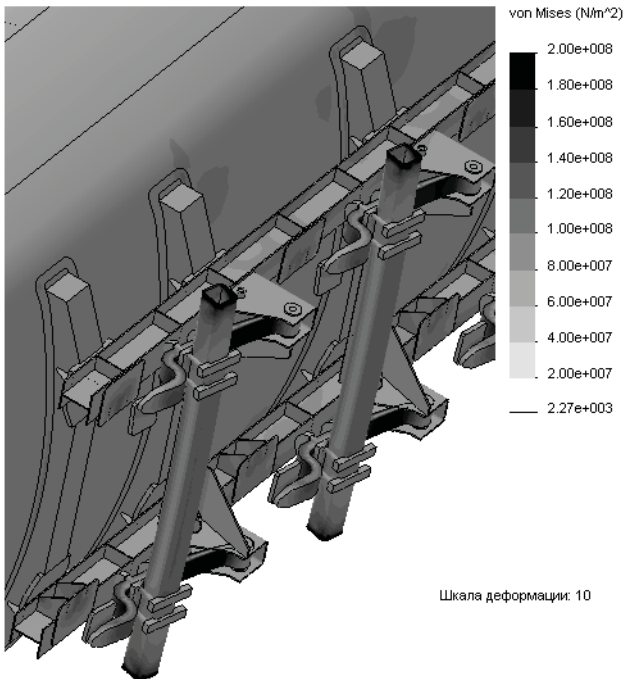


Рисунок 5.46 - Еквівалентні напруги при обпиранні на всі колеса й сидло

Для зварених швів, якщо, звичайно, вони належним чином виділені в розрахунковій моделі, можна одержати передані ними зусилля, по яких і слід судити про міцність з'єднання.

На рис. 5.47 можна побачити зусилля у швах, зв'язаних зі стійкою, – вони отримані командою "**Сила реакції**" (**List Result Force**) з опцією "**Сила вільного тіла**" (**Free body force**). Шов меншої довжини сприймає більше погонне навантаження, ніж більш довгий верхній. При цьому через розпір він працює на відрив.

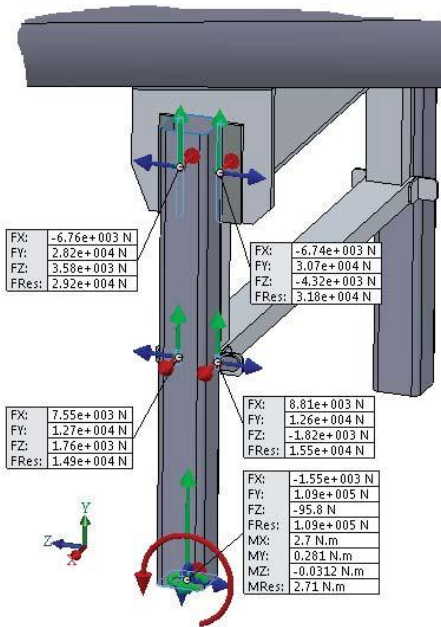


Рисунок 5.47 - Зусилля у зварених швах і в стійці при кріпленні стійки до пластини короба й стійки до куточків перемички

Щоб уточнити розподіл навантаження уздовж довгого шва, його грані, пов'язані з іншими деталями, варто було б розбити по довжині на кілька ділянок і зібрати інформацію про кожний з них.

При уважному розгляді ілюстрації можна побачити, що сума вертикальних компонентів зусиль у швах (фактично – на їхніх гранях, зв'язаних зі стійкою) відрізняється від відповідної реакції в опорі – остання трохи більша.

Це могло бути слушним, якби опора перенесла реакцію на оточення де-небудь поза «швами», однак це не так. Причина в тому, що через особливості роботи алгоритму зв'язування опора, крім шва, взаємодіє також і з пластиною, до якої ці шви прикріплені.

Тобто крайка шва пов'язана з опорою й із пластиною, тому зусилля з вузлів опори безпосередньо «перетікають» на пластину, залишаючи тим самим шов деякої складової.

Аналогічним чином можна одержати доступ до сил, що виникають у зв'язках між крайками оболонок з іншими оболонками або тілами, наприклад на рис. 5.48 це зроблено для крайок (вони та-

кож можуть бути аргументом команди "**Сила вільного тіла**") листа посилення.

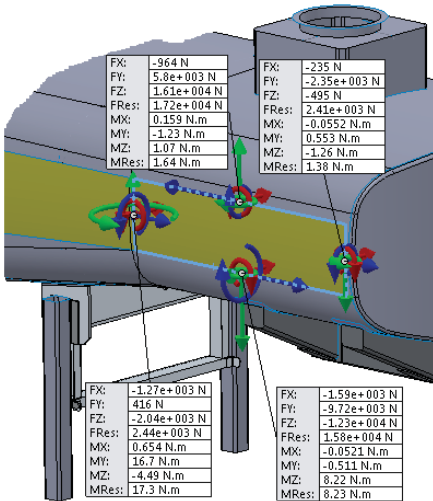


Рисунок 5.48 - Сили в крайках з'єднаних із гранями

У цьому випадку для уточнення розподілу зусилля по довжині потрібно мати кілька крайок, а їх можна одержати тільки розподілом грані, що породила цю крайку. Також, оскільки зусилля обчислюються в деякій ортогональній або циліндричній системі координат, для криволінійних довгих крайок величини сил (а не власне самі результати) можуть бути некоректні.

Контактний тиск між обичайною й підкладним листом, а також листом посилення показаний у векторному виді на рис. 5.49 для розрахункового випадку з опорою на сідлі.

Максимуму він, як і очікувалося, досягає там, де до підкладного листа приварені торці лонжерона. На листах посилення тиск розподілений досить однорідно. Ці ілюстрації свідчать, що модель із контактом, а не зі зв'язком, у подібних випадках найкраща.

Подібно реакціям в опорах, можна ідентифікувати зусилля в пружинах — для цього використовується та ж команда, але з опцією "**Сила соединителя**" (**Connector force**) (рис. 5.50). Результат для найбільш навантажених пружин — вони розташовуються в задній частині причепа — показаний на рис. 5.51.

Отримана розрахункова модель легко модифікується, наприклад, для випадку обпирання на два колеса — свого роду діагонального вивішування. Результати по переміщеннях і напругах показані на рис. 5.52-5.53. Для підвіски це найбільш важкий сценарій, причому до перевантажених ресор додалися й асиметрично навантажені балки, що призвело до відчутних згинальних напруг (рис. 5.54).

Зусилля у віртуальних підшипниках і штифтах можна одержати командою "**Сила реакції**" (**List Result Force**) з опцією "**Список сил соединителя**" (**Connector force**) і вибором відповідної опції.

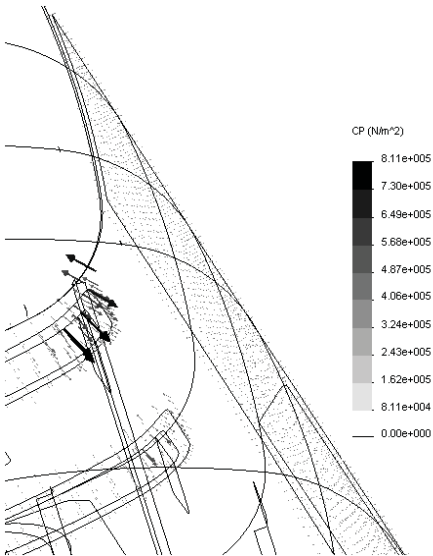


Рисунок 5.49 - Контактні напруги на підкладних листах сідла й на листах посилення біля сідла при обпіранні на нього

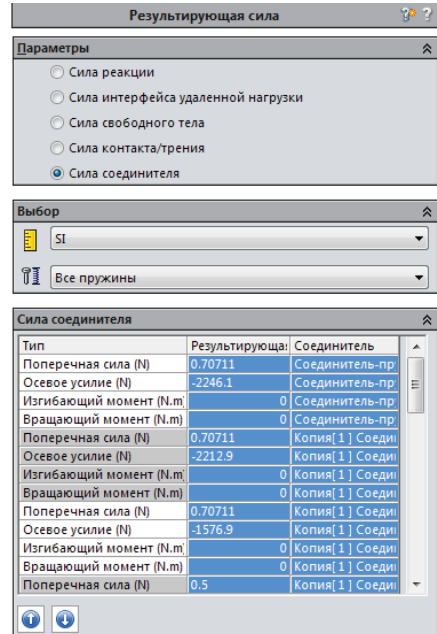


Рисунок 5.50 - Идентифікація зусиль у пружинах

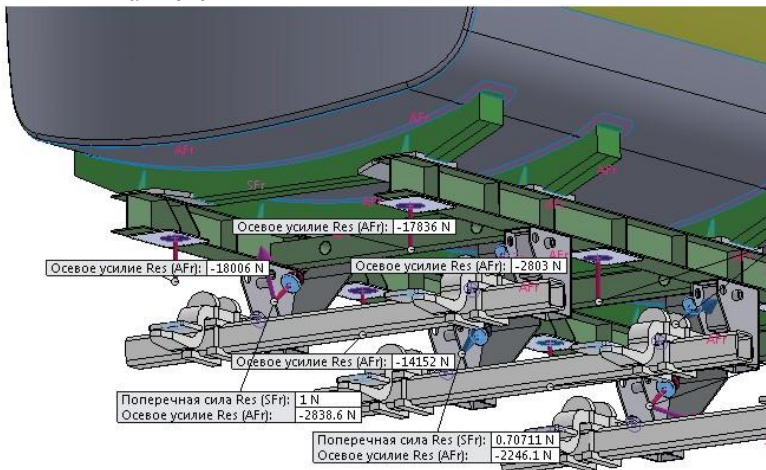


Рисунок 5.51 - Зусилля в пружинах на тлі моделі

На рис. 5.55 наведено результат підшипників (умовно – кулькових, безмоментних), що зв'язують вушко ресори з пальцем, а на рис. 5.56 зусилля ідентифіковані для віртуальних штифтів (фактично також циліндричних шарнірів, але несучих згинальний момент) "між" згаданим пальцем і опорою. Відповідно, згинальні моменти в системах "палець-ресора" і "палець-опора" принципово різні.

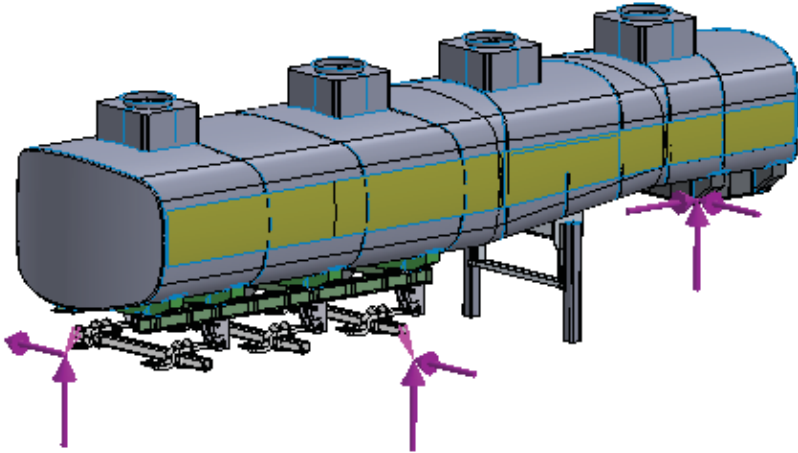


Рисунок 5.52 - Розрахункова схема з обпиранням на сидло й два колеса

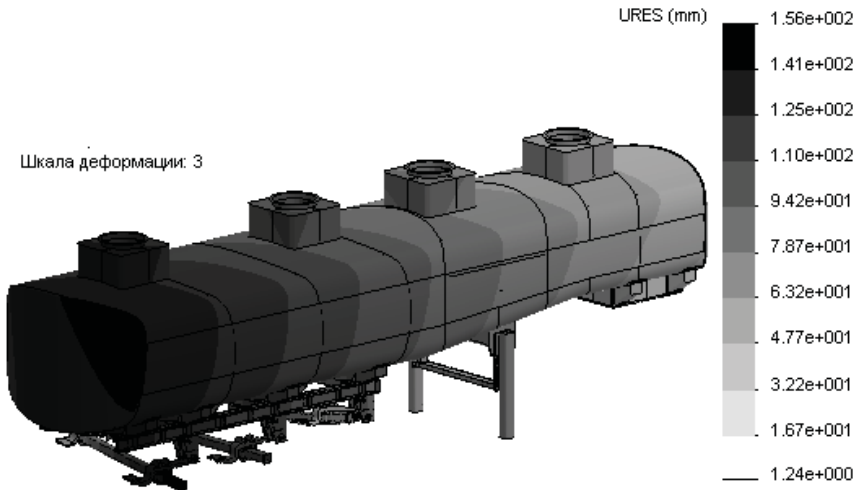


Рисунок 5.53 - Деформований вид з переміщеннями

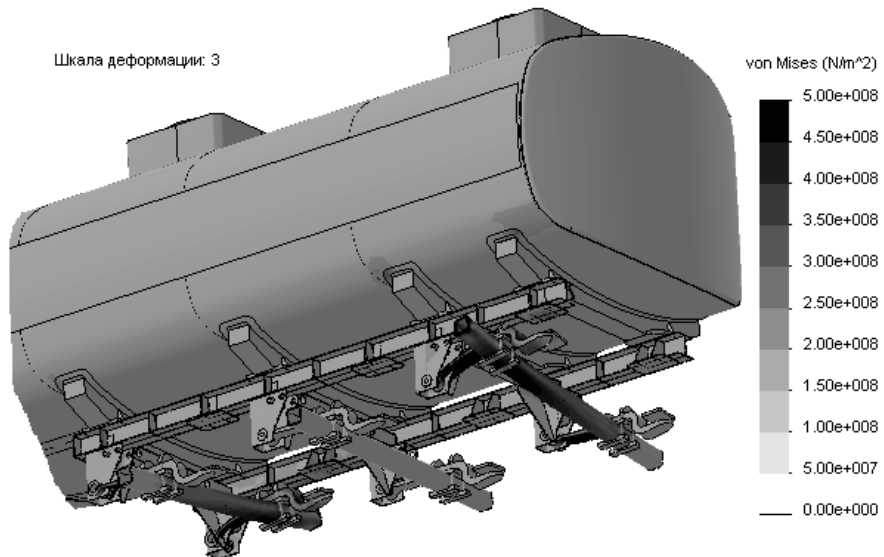


Рисунок 5.54 - Напруги в підвісці при обпиранні на сидло й два колеса

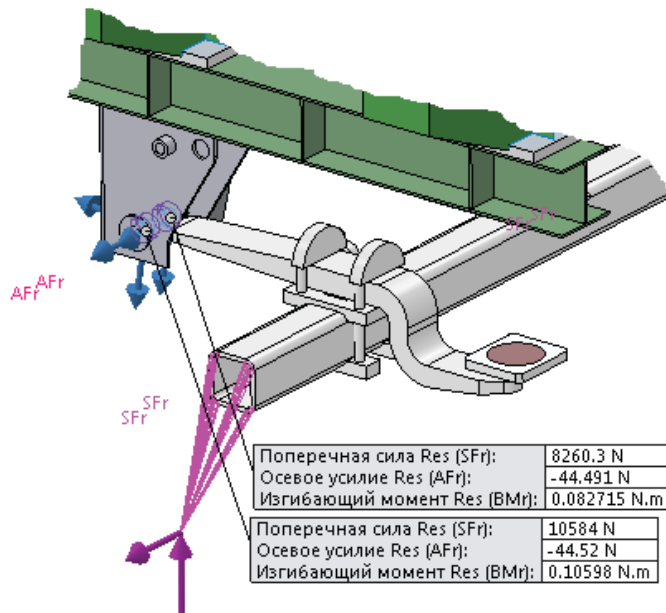


Рисунок 5.55 - Зусилля в підшипниках у вушку навантаженої ресори

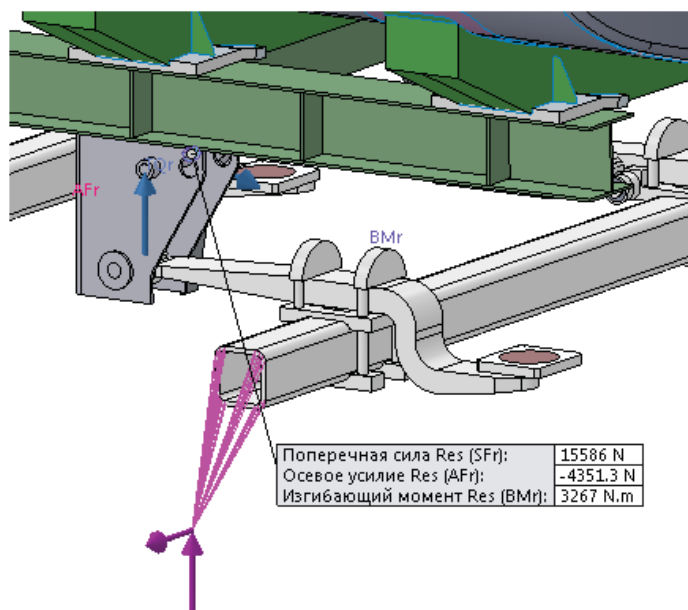
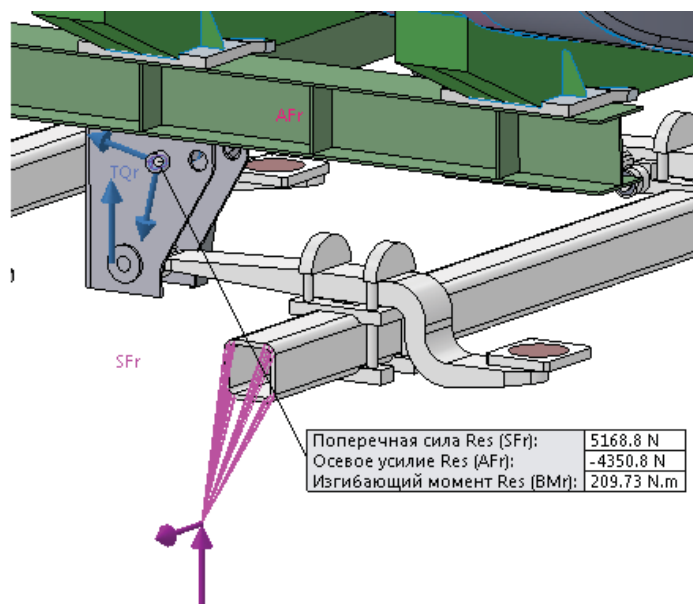


Рисунок 5.56 - Зусилля в штифтах на навантаженій опорі

### Виводи.

Наведені в даній роботі розрахунки описують ключові особливості, які властиві конструкціям даного класу. Із незначними варіаціями, вони допускають узагальнення, що враховують можливість втрати стійкості, а також динамічні фактори, наприклад наїзд на нерівність дороги, при цьому граничною умовою буде не рух конструкції, а порушення переміщенням.

Зворотною стороною є обмежена придатність для проектування – простір варіювання змінних зводиться до товщин оболонок (тут оболонкова модель, у якій вони є віртуальними сутностями, допускає їхню зміну з мінімальною трудомісткістю) і включення/виключення нових стінок і підкріплень (це вимагає кілька більших зусиль).

Поліпшення ж рами в її твердотільному представленні повинно, в ідеалі, опиратися на якісну параметричну модель, придатну для розрахунків міцності разом з оболонками. В інженерній практиці це напевно можна реалізувати, проектування (оптимізацію або поліпшення деякого базового варіанта) краще здійснювати на базі спеціальної геометричної моделі, що базується переважно на оболонках (а в ідеалі – цілком складається).

Параметри рами цілком дозволяють реалізувати її в поверхнях, після чого перехід до оболонок є цілком природним. Проблемним місцем тут стане опис підвіски, оскільки далеко не всі віртуальні сутності Simulation, такі як пружини, підшипники, зберігають свою функціональність при переході від зв'язування тіл, до з'єднання оболонок і, зокрема, їхніх крайок.

Трансформація моделі статичної до стійкості й динаміки (лінійної й нелінійної) обмежує функціональність ще більш суттєво. Тому актуальним є створення спрощеної, по суті схематичної, моделі вузлів підвіски (у цьому випадку – ресор і пневморесор), що перерозподіляють зусилля (або реакції коліс) на раму.

Утруднення можуть виникнути при розгляді інших розрахункових випадків. Навіть у статичі, якщо спробувати привести до неї динамічні навантаження, що наприклад відповідають  $\mathbf{p} \cdot \mathbf{g}$ , то на додаток до зміни гравітаційного прискорення потрібно скорегувати і тиск.

Актуальним розрахунковим випадком є визначення стану при гальмуванні. Наприклад, якщо поздовжнє прискорення становить  $\mathbf{p} \cdot \mathbf{g}$ , а прискорення сили тяжіння -  $\mathbf{g}$ , то слід прикладати їх векторну суму (рис. 5.57).

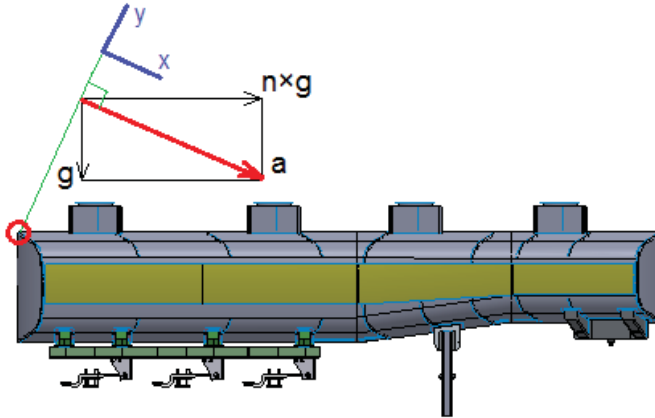


Рисунок 5.57 - Векторна сума гравітаційного та інерційного прискорень, лінія початку відліку сумарного тиску та система координат для зрівняння тиску

Одночасно зі зміною прискорення, що діє на конструкцію при гальмуванні, потрібно врахувати появу відповідного компонента тиску, що імітує рідину. Якщо повне прискорення  $\mathbf{a}$ , то його добуток на щільність слід використовувати у формулі для тиску, у якості орієнтації – напрямком результуючого вектора, а початок координат повинний бути на лінії, що проходить через найбільш віддалену внутрішню точку конструкції в негативному напрямку вектора повного прискорення.

Цей підхід слушний, якщо ємність повністю заповнена рідиною. А якщо ні, то потрібно будувати площину дзеркала рідини, яка буде нормальна до вектора сумарного прискорення з поділом навантажених і вільних граней, вирішуючи при цьому нетривіальне завдання про те, щоб об'єм під дзеркалом дорівнював призначеному.

Ще менш однозначним питанням є перехід від навантажень, породжених рідиною, у статиці до навантажень у динаміці. Тут потрібно використовувати приєднані маси, які в Simulation формалізуються за допомогою інструмента "**Распределённая масса**" (**Distributed Mass**).

## 6 ЗАХИСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Захист курсової роботи здійснюється згідно графіку навчального процесу кафедри "Автомобілі".

Перенос строків захисту курсової роботи дозволяється лише деканом Транспортного факультету і тільки в особливих випадках (хвороба студента, затримки в процесі виконання курсової роботи, які виникли не з провини студента).

Захист курсової роботи проводиться на відкритому засіданні комісії кафедри, яка складається як мінімум з двох осіб: з консультанта роботи та викладача кафедри "Автомобілі". На захисті роботи можуть також бути присутні студенти, та інші викладачі кафедри.

Мета відкритого захисту курсової роботи полягає в тому, що студент повинен аргументовано, як у доповіді, так і при відповідях на питання показати, що ця робота виконана ним самостійно, а прийняті ним технічні рішення можуть бути реалізовані і відповідають цілям завдання.

Креслення та ілюстрації можуть бути виконані як на паперових носіях, в такому випадку вони розвішуються на дошці в аудиторії, або на електронних носіях, у вигляді слайдів презентації.

В своїй доповіді тривалістю 12-15 хвилин, студент повинен сформулювати мету і задачі курсової роботи, охарактеризувати об'єкт проектування (дослідження), викласти основні висновки, які отримано в результаті виконання роботи.

Головну увагу в доповіді слід приділяти розгляду власних проектних пропозицій, тобто, що зроблено особисто студентом, яка новизна запропонованих рішень, які методи розрахунків та аналізу було використано в даній роботі. Наприкінці своєї доповіді, студент має оцінити повноту і якість виконання поставлених перед ним задач.

Після доповіді члени комісії задають питання стосовно змісту виконаної роботи, на які студент, автор представленої роботи, повинен дати вичерпні відповіді. Після цього членами комісії аналізується рівень виконання представленої на захист курсової роботи і виставляється оцінка.

Якщо ілюстраційні матеріали (креслення та слайди презентацій) розробленої курсової роботи виконані лише в електронному вигляді, то для здачі роботи в архів, всі креслення та слайди презентацій повинні бути записані на CD- або DVD-диску і прикладені до пояснюва-

льної записки даної курсової роботи із вказуванням вмісту диску на окремому листі паперу.

Студент, який не подав на захист курсову роботу у зазначений термін, або не захистив її без поважної причини, вважається таким, що має академічну заборгованість.

В разі одержання незадовільної оцінки під час захисту курсової роботи, студент за рішенням комісії виконує курсову роботу за новою темою, або переробляє попередню роботу в термін, визначений деканом факультету.

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

### Базова

1. Sham Tickoo. SolidWorks 2018 for Designers, 16th Edition. Schererville : CAD/CIM Technologies, 2018. 1987 p.
2. SolidWorks 2018. Learn by doing - Part 1: parts, assembly, drawings, and sheet metal. Tutorial Books, 2018. 532 p.
3. SolidWorks 2018. Learn by doing - Part 2: surface design. Tutorial Books, 2018. 149 p.
4. Грабченко А. І., Доброскок В. Л. Сучасні технології матеріалізації комп'ютерних моделей. Х. : НТУ "ХПІ", 2009. 86 с.
5. Грабченко А. І., Доброскок В. Л. Теорія 3D моделювання: Навч. посібник. Х. : НТУ "ХПІ", 2009. 230 с.
6. Дударева Н. Ю., Загайко С. А. SolidWorks на примерах. СПб. : БХВ-Петербург, 2011. 496 с.
7. Проектирование автомобиля. Тольятти : Изд-во ТГУ, 2013. 260 с.

### Допоміжна

8. Гончаров П. С., Артамонов И. А., Халитов Т. Ф. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ. М. : ДМК Пресс, 2012. 504 с.
9. Данилов Ю., Артамонов И. Практическое использование NX. М. : ДМК Пресс, 2011. 332 с.
10. Дударева Н. Ю., Загайко С. А. SolidWorks. Оформление проектной документации. СПб. : БХВ-Петербург, 2009. 384 с.
11. Ловыгин А. А., Твердовский Л. В. Современный станок с ЧПУ и CAD/CAM-система. М. : ДМК Пресс, 2015. 280 с.
12. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов : задачи, методы, рекомендации. М. : ДМК Пресс, 2015. 562 с.
13. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи СПб. : БХВ-Петербург, 2012. 448 с.
14. Алямовский А. А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. М. : ДМК Пресс, 2010. 784 с.
15. Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб. : БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.

16. Потемкин А. Е. Трёхмерное твердотельное моделирование. М. : КомпьютерПресс, 2002. 296 с.
17. Потемкин А. Е. Инженерная графика. Просто и доступно. М. : Лори, 2000. 480 с.
18. Большаков В. П., Тозик В. Т., Чагина А. В. Инженерная и компьютерная графика: учеб. пособие. СПб. : БХВ-Петербург, 2013. 288 с.
19. Большаков В. П., Бочков А. Л. Основы 3D-моделирования. Изучаем работу в AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor. СПб. : Питер, 2013. 304 с.
20. Большаков В. П. Инженерная и компьютерная графика. Практикум. СПб. : БХВ-Петербург, 2004. 592 с.
21. Gahan A. 3D automotive modeling : an insider's guide to 3D car modeling and design for games and film. Burlington : Elsevier Inc., 2011. 468 p.
22. Nikola Vukašinić, Jože Duhovnik. Advanced CAD modeling. Explicit, parametric, free-form CAD and Re-engineering. Cham : Springer Nature Switzerland AG, 2019. 260 p.
23. Агапов В. П. Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций. М : АСВ, 2000. 152 с.
24. Большаков В. И., Яценко Е. А., Соссу Г. Основы метода конечных элементов. Днепропетровск : ПГАСиА, 2000. 255 с.
25. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М. : Мир, 1984. 428 с.
26. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М. : Мир, 1975. 540 с.
27. Образцов И. Ф., Савельев Л. М., Хазанов Х. С. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов. М. : Высш. шк., 1985. 392 с.
28. Сабоннадьер Ж. К., Кулон Ж. Л. Метод конечных элементов и САПР. М. : Мир, 1989. 190 с.
29. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. М. : Мир, 1979. 395 с.
30. Стренг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. М. : Мир, 1977. 351 с.
31. Алиева Н. П., Журбенко П. А., Сенченкова Л. С. Построение моделей и создание чертежей деталей в системе Autodesk Inventor. Саратов : Профобразование, 2017. 112 с.

32. Каменев С. В. Моделирование станка-гексапода в CAD-системе Autodesk Inventor. Оренбург : ОГУ, 2017. 142 с.
33. Kishore T. Learn Autodesk Inventor 2018 Basics: 3D Modeling, 2D Graphics, and Assembly Design. Hyderabad : Apress, 2017. 542 p.
34. Bob McFarlane. Autodesk Inventor exercises for Autodesk Inventor and other feature-based modelling software. New York : Routledge, 2017. 432 p.
35. Randy H. Shih. Autodesk Inventor 2019 and engineering graphics. Mission, KS : SDC Publications, 2018. 705 p.
36. Randy H. Shih. Parametric modeling with Autodesk Inventor 2018. Mission, KS : SDC Publications, 2017. 618 p.
37. Autodesk Inventor 2018 basics tutorial. Tutorial Books, 2017. 189 p.
38. T-FLEX CAD. Основы. 2D проектирование и черчение. Руководство пользователя. М. : Топ Системы, 2019. 1407 с.
39. T-FLEX CAD. Трёхмерное моделирование. Руководство пользователя. М. : Топ Системы, 2019. 1415 с.
40. Потемкин А. Е. Твердотельное моделирование в системе КОМПАС-3D. М. : БХВ-Петербург, 2004. 512 с.
41. АРМ FEM. Система прочностного анализа для КОМПАС-3D. Королёв : Научно-технический центр "Автоматизированное Проектирование Машин", 2014. 26 с.
42. Ганин Н. Б. Проектирование и прочностной расчет в системе КОМПАС-3D V13. Саратов : Профобразование, 2017. 320 с.
43. Денисов М. А. Автоматизированное проектирование в ANSYS и КОМПАС-3D. Екатеринбург, Изд-во Урал. ун-та, 2015. 264 с.
44. Жарков Н. В., Минеев М. А., Финков М. В. КОМПАС-3D. Полное руководство. От новичка до профессионала. Спб. : Наука и техника, 2016. 672 с.
45. Зиновьев Д. В. Основы проектирования в КОМПАС-3D V16. Павлоград : Студия Vertex, 2017. 327 с.
46. Конакова И. П. Шероховатости поверхностей и их практическое применение в программе КОМПАС. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2014. 104 с.
47. Корнеев В.Р., Жарков Н. В., Минеев М. А. Компас-3D на примерах. Для студентов, инженеров и не только. Спб. : Наука и техника, 2017. 272 с.
48. Савченко Н. В. Автоматизация построения чертежей. Лабораторный практикум по инженерной и компьютерной графике в системе

- КОМПАС-3D. Самара : Изд-во СГАУ, 2015. 216 с.
49. Басов К. А. ANSYS : справочник пользователя. Саратов : Профобразование, 2017. 640 с.
  50. Chen Xiaolin, Liu Yijun. Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench. Boca Raton : CRC Press, 2015. 408 p.
  51. David Moratal. Finite element analysis from biomedical applications. Valencia : Polytechnic University of Valencia, 2016. 507 p.
  52. Erdogan Madenci, Ibrahim Guven. The Finite element method and applications in engineering using ANSYS. New York : Springer International Publishing, 2015. 663 p.
  53. Farzad Ebrahimi. Finite element analysis new trends and developments. Iran : International University of Imam Khomeini, 2016. 408 p.
  54. Mary Kathryn Thompson, John M. Thompson. ANSYS Mechanical APDL for finite element analysis Oxford : Butterworth-Heinemann, 2017. 438 p.
  55. Saeed Moaveni. Finite element analysis. Theory and application with ANSYS. Essex : Pearson Education Limited, 2015. 929 p.
  56. Sham Tickoo. CATIA V5-6R2015 for designers. Hammond : CADCIM Technologies, 2016. 1630 p.
  57. CATIA v6 essentials. Sudbury : Jones and Bartlett Publishers, 2011. 305 p.
  58. Gaurav Verma, Matt Weber. Creo Parametric 4.0 Black Book. USA : CADCAMCAE Works, 2017. 737 p.
  59. Paul Obiora Kanife. Computer aided virtual manufacturing using Creo Parametric. Notting Hill : Springer, 2016. 678 p.
  60. Creo Parametric 4.0 Basics. Tutorial Books, 2017. 311 p.
  61. Jouni Ahola. Creo Parametric Modeling for Manufacturing v3. Helsinki : Klaava Media, 2015. 750 p.
  62. Jouni Ahola. Creo Parametric Basic Turning. Helsinki : Klaava Media, 2015. 520 p.
  63. Jouni Ahola. Creo Parametric Milling. Helsinki: Klaava Media, 2015. 589 p.
  64. NX для конструктора-машиностроителя / П. С. Гончаров и др. Москва : ДМК Пресс, 2010. 504 с.
  65. Почекуев Е. Н., Путеев П. А., Шенбергер П. Н. Проектирование в Siemens NX технологических процессов изготовления деталей листовой штамповкой. Тольятти : Изд-во ТГУ, 2014. 230 с.
  66. Почекуев Е. Н., Путеев П. А., Шенбергер П. Н. Проектирование

- штампов для последовательной листовой штамповки в системе NX. М. : ДМК Пресс, 2012. 336 с.
67. Федоров А. Л., Сафонов М. В. Основы проектирования сборочно-сварочной оснастки с помощью пакета NX. Тольятти : Изд-во ТГУ, 2016. 68 с.
  68. Поляков А. Н. Разработка управляющих программ для станков с ЧПУ. Система NX. Фрезерование. Оренбург : Оренбургский гос. ун-т., 2016. 171 с.
  69. Поляков А. Н. Разработка управляющих программ для станков с ЧПУ. Система NX. Часть II. Оренбург : Оренбургский гос. ун-т., 2016. 118 с.
  70. Reiner Anderl, Peter Binde. Simulations with NX. Kinematics, FEA, CFD, EM and Data Management. With numerous examples of NX 9. Munich : Carl Hanser Verlag, 2014. 390 p.
  71. Sham Tickoo. Siemens NX 12.0 for Designers, 11th Edition. Schererville : CAD/CIM Technologies, 2018. 1140 p.
  72. Jože Duhovnik, Ivan Demšar, Primož Drešar. Space Modeling with SolidWorks and NX. Ljubljana : University of Ljubljana, 2015. 500 p.
  73. Рычков С. П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran. М. : ДМК Пресс, 2013. 784 с.
  74. Бражникова О. И. Компьютерный дизайн художественных изделий в программах Autodesk 3DS Max и Rhinoceros. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2016. 100 с.
  75. Фомин Б. Rhinoceros. NURBS моделирование для Windows. USA : Robert McNeel & Associates, 2006. 290 с.
  76. Andre Kutscherauer. 3D Car Modeling with Rhinoceros. Munich : AK3D, 2011. 624 p.
  77. Fletcher Dunn, Ian Parberry. 3D Math Primer for Graphics and Game Development. Plano, Texas : Word ware Publishing, Inc., 2002. 440 p.
  78. Joseph Richard Saltzman. Supermodels Professional 3D Training Tools. Buckinghamshire : Cinemagic Productions Limited, 1999. 970 p.
  79. Ron K.C. Cheng. Inside Rhinoceros 5. Stamford : Cengage Learning, 2014. 658 p.
  80. Ali K. Kamrani, Emad Abouel Nasr. Engineering Design and Rapid Prototyping. London : Springer Science+Business Media, LLC, 2010. 460 p.
  81. Ian Gibson, David Rosen, Brent Stucker. Additive manufacturing

technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing. New York : Springer Science + Business Media New York, 2015. 510 p.

82. Kuang-Hua Chang. Product design modeling using CAD/CAE. The computer aided engineering design series. Waltham : Elsevier Inc., 2014. 421 p.
83. Осипов В. И. Компьютерные технологии при проектировании и аэродинамических исследованиях легкового автомобиля. М. : МАДИ, 2018. 100 с.

### **Інформаційні ресурси**

84. 3D-моделирование: тонкости CAD-дизайна для 3D-печати. <https://3dtoday.ru/category/3d-modelirovanie> (дата звернення: 27.10.2019)
85. АСКОН - комплексные решения для автоматизации инженерной деятельности и управления производством. CAD/AEC/PLM. URL: <https://ascon.ru/products/7/review/>. (дата звернення: 10.10.2019)
86. Система NX (колишня назва - Unigraphics) компанії Siemens. URL: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/nx/>. (дата звернення: 10.10.2019)
87. Система CATIA. URL: <https://www.3ds.com/products-services/catia/>. (дата звернення: 10.10.2019)
88. Система SolidWorks. URL: <https://www.solidworks.com>. (дата звернення: 10.10.2019)
89. Welcom to ANSYS, Inc. – Corporate Homepage. URL: <https://www.ansys.com>. (дата звернення: 10.10.2019)
90. Система PTC Creo Elements/Pro (колишня назва Pro/ENGINEER) компанії PTC (Parametric Technology Corporation). URL: <https://www.ptc.com/en/industries/automotive>. (дата звернення: 10.10.2019)
91. Система Solidedge компанії Siemens. URL: <https://solidedge.siemens.com/ru/>. (дата звернення: 10.10.2019)
92. Система T-FLEX. URL: <http://www.tfex.ru/>. (дата звернення: 27.10.2019)
93. Система Autodesk Inventor. URL: <https://www.autodesk.com/products/inventor/overview>. (дата звернення: 27.10.2019)

## ДОДАТОК А

### Запропонована тематика курсових робіт

Тематика курсових робіт за напрямком **"Проектування елементів автотранспортних засобів"**:

- 3D-моделювання вузлів гальмівної системи автомобіля категорії N1 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів гальмівної системи автомобіля категорії N3 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів підвіски причепа категорії O1 з гумоармованим пружним елементом та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів коробки відбору потужності повнопривідного автомобіля категорії N2 підвищеної надійності та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів гальмівної системи легкового автомобіля з модернізованою гальмівною системою та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів підвіски вантажного автомобіля з модернізованою навантажувальною характеристикою та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового керування автомобіля категорії M1 з поліпшеними показниками та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів підвіски вантажного автомобіля з покращеними експлуатаційними характеристиками стабілізатора та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового механізму легкового автомобіля з гідропідсилювачем з покращеними технічними параметрами та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового управління легкового автомобіля з електромеханічним підсилювачем та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового управління легкового автомобіля з травмобезпечним елементом та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів причепа для перевезення водних транспортних засобів та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів підвіски повнопривідного легкового автомобіля категорії M1 та їх розрахунки;

- 3D-моделювання вузлів рульового керування вантажного автомобіля з поліпшеними якостями травмобезпечного елемента та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів передньої підвіски легкового автомобіля категорії M1 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів гальмівної системи вантажного автомобіля з поліпшеною ефективністю та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів роздавальної коробки автомобіля категорії N3 з колісною формулою 6x6 зі змінним коефіцієнтом асиметрії та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів вантажного автомобіля категорії N3 з автоматичним керуванням пневматичною підвіскою та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів гальмівного механізму вантажного автомобіля з пневматичним приводом з покращеними експлуатаційними властивостями та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів коробки передач автомобіля категорії M1 зі зчіпним приводом вихідних валів та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів механізму повороту транспортно-технологічного засобу зі шнековим рушієм та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів колісно-гусеничного рушія багатоцільового автомобіля КрАЗ-6320 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів автомобіля-евакуатора транспортних засобів категорії M1 з системою автоматичного навантаження та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рушія транспортного засобу на повітряній подушці та їх розрахунки.

**Тематика курсових робіт за напрямком "Розробка засобів діагностування автотранспортних засобів":**

- 3D-моделювання вузлів стенда для діагностики зчеплення автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для обкатки і діагностики коробки передач автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для діагностики і урівноваження карданної передачі автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для обкатки і діагностики ведучого моста автомобіля та їх розрахунки;

- 3D-модельовання вузлів стенда для діагностики елементів рульового керування автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-модельовання вузлів стенда для діагностування елементів гальмової системи автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-модельовання вузлів стенда для випробувань тягово-зчіпних пристроїв автомобілів та їх розрахунки;
- 3D-модельовання вузлів стенда для випробувань елементів гідрообладнання автомобілів та їх розрахунки;
- 3D-модельовання вузлів стенда для визначення тягово-швидкісних властивостей легкових автомобілів та їх розрахунки;
- 3D-модельовання опорного пристрою барабанного стенду для випробувань шин та його розрахунки;
- 3D-модельовання опорного пристрою роликового стенду гальмівних випробувань автомобілів та його розрахунки;
- 3D-модельовання опорного пристрою майданчикowego стенду для визначення характеристик шин та його розрахунки;
- 3D-модельовання опорного пристрою вібростенду для випробувань підвісок автомобілів шин та його розрахунки;
- 3D-модельовання вузлів трансмісії барабанного стенду для випробувань шин та його розрахунки;
- 3D-модельовання вузлів трансмісії роликового стенду гальмівних випробувань автомобілів та його розрахунки;
- 3D-модельовання навантажувального механізму майданчикowego стенду для визначення характеристик шин та його розрахунки;
- 3D-модельовання навантажувального пристрою барабанного стенду для випробувань паливної економічності автомобілів та його розрахунки;
- 3D-модельовання навантажувального пристрою роликового стенду гальмівних випробувань автомобілів та його розрахунки;
- 3D-модельовання обладнання для діагностики технічного стану гідрообладнання самоскидів та його розрахунки;
- 3D-модельовання обладнання для діагностики технічного стану приводу зчеплення автомобіля та його розрахунки;
- 3D-модельовання обладнання для діагностики технічного стану коробки передач автомобіля та його розрахунки;

- 3D-моделювання обладнання для діагностики технічного стану карданної передачі автомобіля та його розрахунки;
- 3D-моделювання обладнання для діагностики технічного стану керованого моста автомобіля та його розрахунки;
- 3D-моделювання обладнання для діагностики технічного стану ведучого моста автомобіля та його розрахунки;
- 3D-моделювання обладнання для діагностики технічного стану пружних елементів підвісок автомобілів та його розрахунки;
- 3D-моделювання обладнання для діагностики технічного стану направляючих елементів підвісок автомобілів та його розрахунки;
- 3D-моделювання обладнання для діагностики технічного стану рульового підсилювача автомобіля та його розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування тягово-швидкісних властивостей автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування паливно-економічних властивостей автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування гальмівних властивостей автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування плавності ходу автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування керованості автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування стійкості автомобіля та їх розрахунки.

## ДОДАТОК Б

**Г Р А Ф І К**  
**виконання курсової роботи (16 тижнів)**  
**за напрямком "Проектування елементів**  
**автотранспортних засобів"**

| <b>№<br/>п/п</b> | <b>Найменування етапу</b>                                                                                                                                                                              | <b>Термін<br/>виконання,<br/>тиждень</b> |
|------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|
| 1                | Узгодження теми, змісту та обсягу курсової роботи з консультантом                                                                                                                                      | 1                                        |
| 2                | Огляд можливостей сучасних САПР використовуваних в автомобілебудуванні                                                                                                                                 | 2                                        |
| 3                | Аналіз подібних існуючих конструкцій автомобілів та вибір аналогу. Визначення необхідних геометричних, вагових параметрів автомобіля та навантажувальних режимів, для проведення подальших розрахунків | 3-4                                      |
| 4                | Підготовка необхідних вихідних креслень                                                                                                                                                                | 5                                        |
| 5                | Побудова 3D-моделей та складань в середовищі SolidWorks                                                                                                                                                | 6-10                                     |
| 6                | Виконання в середовищі SolidWorks необхідних розрахунків у CAE-модулях. В разі необхідності - внесення змін та уточнень в розроблену конструкцію за результатами розрахунків                           | 11-14                                    |
| 7                | Оформлення пояснювальної записки                                                                                                                                                                       | 15                                       |
| 8                | Підготовка та захист курсової роботи                                                                                                                                                                   | 16                                       |

**ДОДАТОК В****Г Р А Ф І К**

**виконання курсової роботи (16 тижнів)  
за напрямком "Розробка засобів діагностування  
автотранспортних засобів"**

| <b>№<br/>п/п</b> | <b>Найменування етапу</b>                                                                                                                                                                                                | <b>Термін<br/>виконання,<br/>тиждень</b> |
|------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|
| 1                | Узгодження теми, змісту та обсягу курсової роботи з консультантом                                                                                                                                                        | 1                                        |
| 2                | Огляд можливостей сучасних САПР використовуваних в автомобілебудуванні                                                                                                                                                   | 2                                        |
| 3                | Аналіз стандартного діагностичного устаткування, яке застосовується для діагностики технічного стану агрегату чи системи. Визначення навантажувальних режимів проектного обладнання для проведення подальших розрахунків | 3-4                                      |
| 4                | Підготовка необхідних вихідних креслень                                                                                                                                                                                  | 5                                        |
| 5                | Побудова 3D-моделей та складань в середовищі SolidWorks                                                                                                                                                                  | 6-10                                     |
| 6                | Виконання в середовищі SolidWorks необхідних розрахунків у CAE-модулях. В разі необхідності - внесення змін та уточнень в розроблену конструкцію за результатами розрахунків                                             | 11-14                                    |
| 7                | Оформлення пояснювальної записки                                                                                                                                                                                         | 15                                       |
| 8                | Підготовка та захист курсової роботи                                                                                                                                                                                     | 16                                       |

**ДОДАТОК Г****Приклад титульного листа пояснювальної записки**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**

Автомобілі

(найменування кафедри)

**КУРСОВА РОБОТА**

з "Автоматизоване проектування елементів  
автотранспортних засобів та засобів їх діагностування"

(назва дисципліни)

на тему: \_\_\_\_\_

Студента (ки) \_\_\_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи  
спеціальності \_\_\_\_\_  
освітня програма  
(спеціалізація) \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Керівник \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_\_ Оцінка: ECTS \_\_\_\_\_

Члени комісії

\_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

20\_\_ рік

**ДОДАТОК Д****Бланк завдання на курсову роботу****Національний університет «Запорізька політехніка»**

Кафедра \_\_\_\_\_

Дисципліна \_\_\_\_\_

Спеціальність \_\_\_\_\_

Курс \_\_\_\_\_ Група \_\_\_\_\_ Семестр \_\_\_\_\_

**З А В Д А Н Н Я**  
на курсову роботу студентів\_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

2 Термін здачі студентом закінченої роботи: \_\_\_\_\_

3 Вихідні дані до роботи: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити): \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

6 Дата видачі завдання: \_\_\_\_\_

[illegible]

“ ” 20\_ p.

## ДОДАТОК Ж

### **Приклад складання реферату на курсову роботу за напрямком "Проектування елементів автотранспортних засобів"**

#### **РЕФЕРАТ**

Курсова робота: 50 с., 10 рис., 5 табл., 4 додатки, 18 джерел, 4-и листа креслень формату А1, 5 арк. специфікацій.

**АВТОМОБІЛЬ, КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, ПЕРЕДАТОЧНІ ЧИСЛА, ВАЛ, ПІДШИПНИК, СИНХРОНІЗАТОР, SOLIDWORKS, 3D-МОДЕЛЬ, СКЛАДАННЯ, КРЕСЛЕННЯ.**

Об'єкт проектування – коробка передач автомобіля категорії М1.

Мета роботи – розробка 3D-моделі коробки передач автомобіля категорії М1 та розрахунок її елементів.

Метод проектування – виконання розрахунково-проектних робіт у середовищі SolidWorks, із застосуванням методів та засобів 3D-моделювання, електронних розрахунків та аналізу.

Показники коробки передач (КП), що найбільше погіршують техніко-експлуатаційні властивості автомобіля: схема КП; діапазон передаточних чисел; чисельні значення передаточних чисел; коефіцієнт корисної дії; час синхронізації при перемиканні передач в коробці; мастила, що використовуються в КП.

Результати курсової роботи можуть бути впроваджені при конструюванні КП легкових автомобілів.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта конструювання – пошук оптимальних техніко-експлуатаційних характеристик КП.

## ДОДАТОК К

### **Приклад складання реферату на курсову роботу за напрямком "Розробка засобів діагностування автотранспортних засобів"**

#### **РЕФЕРАТ**

Курсова робота: 40 с., 8 рис., 3 табл., 3 додатки, 20 джерел, 4-и листа креслень формату А1, 4 арк. специфікацій.

АВТОМОБІЛЬ, ДІАГНОСТУВАННЯ, СТЕНД, ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, ОБЛАДНАННЯ, SOLIDWORKS, 3D-МОДЕЛЬ, СКЛАДАННЯ, КРЕСЛЕННЯ.

Об'єкт проектування – стенд для діагностування елементів гальмівної системи автомобіля.

Мета роботи – розробка 3D-моделі вузлів стенда для діагностування елементів гальмової системи автомобіля та розрахунок його елементів.

Метод проектування – виконання розрахунково-проектних робіт у середовищі SolidWorks, із застосуванням методів та засобів 3D-моделювання, електронних розрахунків та аналізу.

Проведено аналіз існуючих конструкцій діагностувального обладнання, та обраний аналог. Розроблений проект роликового стенда для діагностики гальмівної системи автомобіля категорії М1 виконаний у середовищі SolidWorks. Розроблені 3D-моделі та складання вузлів стенда, проведено розрахунок основних геометричних розмірів роликового стенда, а також визначені показники потужності навантаження, виконаний ряд розрахунків на міцність. Опрацьована можливість застосування стенду для діагностики гальмівних механізмів в стаціонарному режимі на станціях технічного обслуговування.