НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів
(назва кафедри)

_____ Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Проект колісно-ступичного вузла заднього ведучого мосту вантажного автомобіля»

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор _____ Калінін Є.І.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент _____ Орищенко С.В.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

доктор філософії (PhD) _____ Колєснік Ю.І.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав _____ Яцюк Сергій Борисович
(підпис) (ПІБ)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
тракторів і автомобілів та
д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
«_____» _____2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту
Яцюку Сергію Борисовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(код і назва)
Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Проект колісно-ступичного вузла заднього ведучого мосту вантажного автомобіля»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «06» лютого 2026р. №397 «С»
Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру: 01.05.2026
(рік, місяць, число)
Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра: Технічна документація автомобіля
Перелік питань які потрібно розробити
Вступ (актуальність та мета досліджень);
Загальний огляд та аналіз гальмівних механізмів;
Загальний опис конструкції та функціонування гальмівних механізмів;
Розрахунки, що підтверджують працездатність гальмівного механізму;
Висновки; Список використаних джерел.
(перелік питань, які потрібно розробити)
Перелік графічного матеріалу: Загальний вид автомобіля; Дисковий гальмівний механізм; Колісно ступичний вузол; Регулювальний механізм; Траверса; Різьбова втулка; Гальмівний механізм (Електронна модель).

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник кваліфікаційної роботи _____ Орищенко С.В..
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____ Колєснік Ю.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Яцюк С.Б.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота виконана в об’ємі 7 листів графічної частини і пояснювальної записки на 44 сторінках. Пояснювальна записка містить 6 розділів, в яких знаходиться 19 рисунків та 2 таблиці.

Гальмівна система вантажного автомобіля – ключовий вузол, що відрізняється великою кількістю елементів, збільшеними розмірами та масою, а також вищими вимогами до надійності. Сучасні вантажівки комплектуються гальмами з пневмоприводом, що працюють на принципі стисненого повітря та підтримують необхідний тиск у системі. До гальм вантажних автомобілів та причепів висувається низка міжнародних вимог, при цьому вони повинні відповідати галузевим стандартам у сфері їх випробування – RREG 71/320 EEC, ECE R13.

Об’єктом розробки є колісно маточинний вузол вантажного автомобіля.

Мета роботи - освоєння навичок конструювання вузлів колісних машин у САПР, застосування вивчених методів розрахунку.

Ключові слова: гальмівні механізми, опис і будова гальмівних механізмів, розрахунок підшипників маточини, розрахунок гальмівних моментів, вибір пневмокамери

ЗМІСТ

ВСТУП……5
1 ЗАГАЛЬНИЙ ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ……7
1.1 Гальмівні механізми……7
1.2 Вимоги до гальмівної системи……9
1.3 Короткий огляд конструкцій гальмівних механізмів……10
1.3.1 Барабанний гальмівний механізм……..10
1.3.2 Дискові гальмівні механізми……..11
1.3.3 Переваги та недоліки гальмівних механізмів……...12
2 ЗАГАЛЬНИЙ ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ТА ФУНКЦІОНУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ……..15
2.1 Механізм автоматичного регулювання зазору між диском і гальмівними колодками……..17
2.2 Гальмування. Фаза вибірки зазору…….…..20
2.3 Фаза регулювання зазору……..21
2.4 Фаза гальмування……..……22
3 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА……24
3.1 Розрахунки, що підтверджують працездатність гальмівного механізму……..24
3.2 Розрахунок підшипників маточини на ресурс……27
3.3 Вибір пневмокамери……..31
3.4 Розрахунок важеля гальмівного механізму на міцність і жорсткість...33
ВИСНОВКИ……...……..41
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……42
ДОДАТКИ……...…….44

ВСТУП

Гальмівна система вантажного автомобіля – ключовий вузол, що відрізняється великою кількістю елементів, збільшеними розмірами та масою, а також вищими вимогами до надійності. Сучасні вантажівки комплектуються гальмами з пневмоприводом, що працюють на принципі стисненого повітря та підтримують необхідний тиск у системі. До гальм вантажних автомобілів та причепів висувається низка міжнародних вимог, при цьому вони повинні відповідати галузевим стандартам у сфері їх випробування – RREG 71/320 EEC, ECE R13 [1].

До важливих автомобільних систем, що забезпечують безпеку експлуатації машини, входить і гальмівна. Її призначення – зупинка автомобіля, зниження швидкості авто за допомогою уповільнення обертання коліс. Друга функція гальм – утримання автомобіля на місці протягом тривалого часового проміжку.

Робоча. Основне завдання гальм машини, гальмівної системи – уповільнення руху машини та повна його зупинка. Керується через педаль у салоні, натискаючи на яку з різним зусиллям, водій регулює динаміку гальмування. Робоча система буває:

– гідравлічної;

– пневматичної;

– комбінованої

Стоянкова. Призначена для надійної фіксації вантажного автомобіля у потрібному місці протягом усього часу стоянки. Для активації використовується ручний важіль, встановлений поряд із робочим місцем водія. Обладнані стоянковою системою тягачі та інші різновиди вантажівок укомплектовані енергоакумуляторами. Вони знаходяться пружини, здатні довго утримувати колеса в заданому положенні. Після подачі повітря пружини розтискаються, внаслідок чого гальмо відпускається.

Запасна. Встановлюється далеко не на всіх машинах. Реалізується як окремий гальмівний вузол або як частина вже наявної гальмівної системи.

Функціонал у запасного аналогічний основному і потрібний для зупинки авто у разі відмови останнього.

Допоміжна. Є на вантажних автомобілях. Її завдання взяти на себе часткове забезпечення гальмівного зусилля, щоб розвантажити робочу систему при з'їзді машини зі спуску.

Виробники сучасних багатотоннажних вантажних автомобілів та тягачів включають у конструкцію транспортного засобу всі чотири системи, щоб максимально підвищити безпеку руху [1].

Для виконання роботи було обрано вантажний автомобіль.

Цей вантажний автомобіль належить до групи великого класу, для магістральних вантажоперевезень. Має зварену раму лонжеронного типу з поперечинами.

Технічні характеристики автомобіля представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Технічні характеристики вантажного автомобіля

Загальна характеристика	
Параметр	Значення
Длина, мм	9305
Ширина, мм	2313
Висота, мм	3767
База, мм	3600
Передня колія, мм	2100
Задня колія, мм	2000
Кліренс, мм	268
Маса в спорядженому стані, кг	6700
Повна маса, кг	18000
Колісна формула	4× 2
Максимальний крутний момент, Нм при об/хв	2300 Нм, при 1600 об/хв
Максимальна швидкість, км/год	80
Радіус повороту за зовнішнім радіусом, м	10

1 ЗАГАЛЬНИЙ ОГЛЯД І АНАЛІЗ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ

1.1 Гальмівні механізми

Гальмівний механізм призначений для створення гальмівного моменту, що перешкоджає обертанню колеса автомобіля або елемента трансмісії, з'єднаного з колесом. Найпоширенішими гальмівними механізмами є фрикційні, принцип дії яких ґрунтується на терті обертових деталей об нерухомі. За формою деталей, що обертаються, фрикційні гальмівні механізми поділяються на барабанні та дискові. Необертовими деталями барабанних гальм можуть бути колодки або стрічки, дискових гальм - тільки колодки.

Гальмівний механізм будь-якого типу повинен створювати максимальний гальмівний момент, який мало залежить від напрямку обертання гальмівного диска або барабана, замащування або потрапляння вологи на фрикційні поверхні, їхньої температури. Зазор між фрикційними поверхнями гальма має бути мінімальним для швидкого спрацьовування механізму під час гальмування.

Внаслідок зношування фрикційної поверхні колодки або стрічки зазор в експлуатації неминуче збільшується. Тому будь-який фрикційний гальмівний механізм повинен мати пристрій, що дає змогу автоматично або вручну відновлювати початковий мінімальний зазор.

Найменш поширені в даний час на автомобілях стрічкові барабанні гальмівні механізми. Вони складаються з барабана, що обертається, і нерухомої стрічки. Під час гальмування стрічка притискається до барабана, створюючи гальмівний момент.

На сучасних автомобілях з метою забезпечення безпеки руху встановлюють кілька гальмівних систем, що виконують різне призначення. За цією ознакою гальмівні системи поділяють на:

- робочу;
- запасну;
- стоянкову;
- допоміжну.

Робоча гальмівна система використовується в усіх режимах руху автомобіля для зниження його швидкості до повної зупинки. Вона приводиться в дію зусиллям ноги водія, що додається до педалі ножного гальма. Ефективність дії робочої гальмівної системи найбільша порівняно з іншими типами гальмівних систем.

Запасна гальмівна система призначена для зупинки автомобіля в разі відмови робочої гальмівної системи. Вона чинить меншу гальмівну дію на автомобіль, ніж робоча система. Функції запасної системи може виконувати найчастіше справна частина робочої гальмівної системи або повністю стоянкова система.

Стоянкова гальмівна система служить для утримування зупиненого автомобіля на місці, щоб унеможливити його мимовільне рушання (наприклад, на ухилі). Керується стоянкова гальмівна система рукою водія через важіль ручного гальма.

Допоміжна гальмівна система використовується у вигляді гальма-сповільнювача на автомобілях великої вантажопідйомності (МАЗ, КрАЗ), оснащених дизельними двигунами, з метою зниження навантаження під час тривалого гальмування на робочу гальмівну систему, наприклад, під час частих гальмувань на довгому спуску в гірській або горбистій місцевості.

Гальмівні властивості КМ (зокрема й фазу екстреного гальмування) характеризує діаграма зміни гальмівної сили $P_т$ або уповільнення $j_м$ у часі (рисунок 1), де t_1 - час реакції водія; Δt_1 - час запізнювання дії приводу; t_2 - час наростання гальмівної сили або уповільнення; 1_3 - час усталеного гальмування; 1_4 - час відгальмовування. С за допомогою цієї діаграми можна визначити середнє і максимальне значення гальмівної сили або уповільнення, тобто параметрів, що визначають ефективність робочої гальмівної системи.

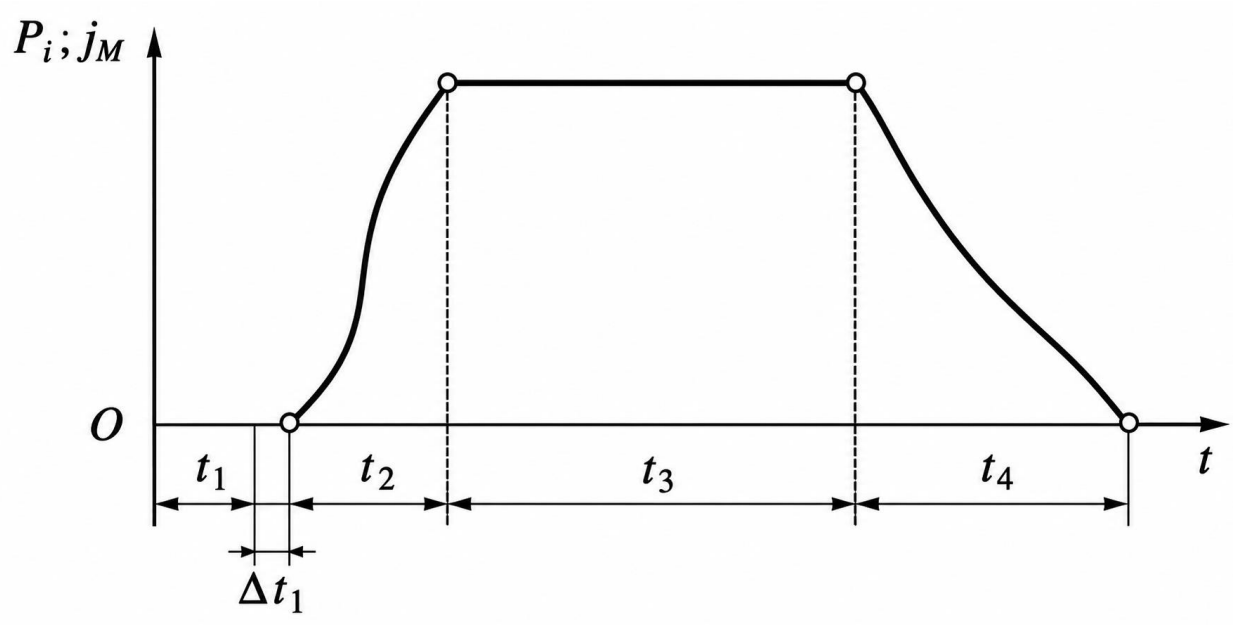


Рисунок 1 – Гальмівна діаграма КМ

1.2 Вимоги до гальмівної системи

- Мінімальний гальмівний шлях або максимальне стале уповільнення
- Збереження стійкості під час гальмування, критеріями якого є лінійне відхилення, кутове відхилення, кут складання автопоїзда
- Стабільність гальмівних властивостей у разі неодноразових гальмувань
- Мінімальний час спрацьовування гальмівного приводу
- Силова слідкуюча дія гальмівного приводу: пропорційність між зусиллями на педалі і приводним моментом
- Мала робота управління гальмівними системами: зусилля на гальмівні педалі залежно від призначення автопоїзда ТЗ має лежати в межах 500...700 Н, хід гальмівної педалі - 80...180 мм
- Вплив на органи дотику людини (без запаху і шумів) Надійність усіх елементів гальмівних систем: основні елементи повинні мати гарантовану міцність, не повинні виходити з ладу, присутність сигналізації в разі виходу з ладу.

1.3 Короткий огляд конструкцій гальмівних механізмів

Конструкції гальмівних визначаються призначенням КМ, характером експлуатаційних навантажень, умовами експлуатації КМ, вимогами технічного завдання.

1.3.1 Барабанний гальмівний механізм

Барабанний гальмівний механізм (рисунок 2) зазвичай має дві колодки, що несуть на зовнішніх циліндричних поверхнях фрикційні гальмівні накладки, які під дією гальмівного приводу притискаються до внутрішньої циліндричної поверхні гальмівного барабана.

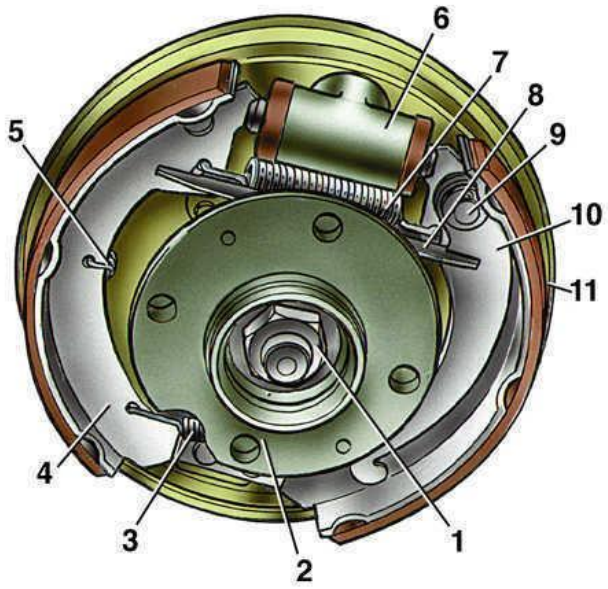


Рисунок 2 - Схема барабанного гальмівного механізму

1. гайка кріплення маточини;
2. маточина колеса;
3. нижня стяжна пружина колодок;
4. гальмівна колодка;
5. напрямна пружина;
6. колісний циліндр;
7. верхня стяжна пружина;
8. розтискна планка;

9. палець важеля приводу приводу стоянкового гальма;
10. важіль приводу стоянкового гальма;
11. щит гальмівного механізму.
12.

1.3.2 Дискові гальмівні механізми

Дисковий гальмівний механізм (рисунок 3) відрізняється від барабанного плоскою формою поверхонь, що труться. Розтискні сили в такому механізмі зазвичай діють перпендикулярно площині обертання диска. Набули поширення два типи дискових гальмівних механізмів - відкритий однодисковий і закритий однодисковий і багатодисковий.

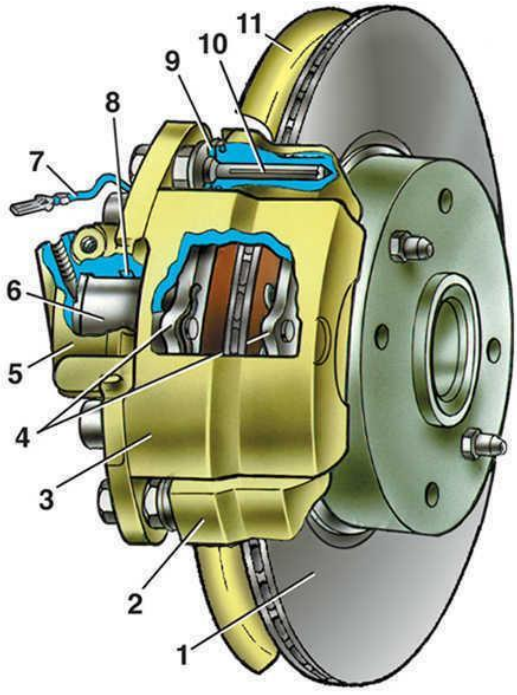


Рисунок 3 - Схема дискового гальмівного механізму

1. гальмівний диск;
2. напрямна колодок;
3. супорт;
4. гальмівні колодки;
5. циліндр;
6. поршень;
7. сигналізатор зносу колодок;

8. кільце ущільнювача;

9. захисний чохол направляючого пальця;

10. направляючий палець;

11. захисний кожух.

1.3.3 Переваги та недоліки гальмівних механізмів

Одним із найважливіших елементів активної безпеки автомобіля є гальмівна система, яка забезпечує зниження швидкості руху, зупинку транспортного засобу та його утримання на місці. Ефективність роботи гальмівної системи значною мірою залежить від типу гальмівних механізмів та виду приводу, що застосовується в конструкції автомобіля.

Найбільш поширеними типами гальмівних механізмів є барабанні та дискові. Кожен із них має свої конструктивні особливості, переваги та недоліки.

Основними перевагами дискових гальмівних механізмів порівняно з барабанними є стабільність гальмівних характеристик у широкому діапазоні швидкостей і навантажень, ефективне відведення тепла від поверхонь тертя та висока стійкість до перегріву. Відкрита конструкція дискового механізму забезпечує інтенсивне охолодження гальмівного диска потоком повітря, що суттєво знижує ймовірність виникнення явища федінгу – зменшення ефективності гальмування внаслідок перегрівання.

До переваг дискових гальм також належать менша маса порівняно з барабанними механізмами, рівномірний розподіл питомого тиску по поверхнях тертя, висока швидкодія та простота технічного обслуговування. Невеликі зазори між гальмівними колодками і диском забезпечують швидке спрацьовування механізму та підвищують точність дозування гальмівного зусилля. Крім того, дискові гальма мають кращу здатність до самоочищення від води, бруду та продуктів зношування, що особливо важливо під час експлуатації автомобіля у складних дорожніх умовах.

Важливою перевагою дискових гальм є їхня висока сумісність із сучасними електронними системами безпеки автомобіля, такими як антиблокувальна

система (ABS), система курсової стійкості (ESP) та система розподілу гальмівних зусиль (EBD). Завдяки швидкому відведенню колодок від поверхні диска після зняття тиску забезпечується точна робота електронних систем регулювання процесу гальмування.

Разом із тим дискові гальмівні механізми мають певні недоліки. Відсутність ефекту самопідсилення (серводії), характерного для барабанних гальм, вимагає створення більших притискних зусиль, що зумовлює необхідність застосування підсилювачів гальмівного приводу. Крім того, через відносно невелику площу контакту колодок із диском виникають високі питомі тиски в зоні тертя, що може призводити до прискореного зношування фрикційних накладок та робочих поверхонь диска. Також дискові гальма більш чутливі до корозії робочих поверхонь під час тривалого простою транспортного засобу.

Залежно від способу передачі енергії від органів керування до гальмівних механізмів застосовуються гідравлічні та пневматичні приводи. На вантажних автомобілях, автобусах та спеціальній техніці найчастіше використовуються пневматичні гальмівні приводи.

Пневматичний гальмівний привід використовує енергію стисненого повітря для створення необхідних гальмівних сил. Основною його перевагою є практично необмежений запас робочого середовища, оскільки стиснене повітря постійно виробляється компресором під час роботи двигуна. Повітря є дешевим, доступним і екологічно безпечним робочим тілом.

До переваг пневматичного приводу також належить можливість збереження працездатності системи навіть за наявності незначних витоків повітря, які компенсуються роботою компресора. Пневматичний привід забезпечує легке підключення гальмівних систем причепів та напівпричепів, що робить його незамінним для автопоїздів. Крім того, стиснене повітря може використовуватись для роботи інших допоміжних систем транспортного засобу: пневматичного підсилювача зчеплення, механізмів перемикання передач, приводу дверей автобусів, систем підкачування шин, пневматичних сигналів та інших виконавчих пристроїв.

Недоліками пневматичного приводу є складніша конструкція порівняно з гідравлічним приводом, значні маса та габарити елементів системи, а також підвищені вимоги до технічного обслуговування. Через необхідність транспортування стисненого повітря трубопроводами великої довжини час спрацьовування гальм дещо більший, ніж у гідравлічних системах. За низьких температур можлива конденсація та замерзання вологи в трубопроводах і пневматичних апаратах, що може призвести до порушення роботи системи за відсутності ефективних засобів осушення повітря.

Проведений аналіз конструктивних особливостей різних типів гальмівних механізмів і приводів показав, що найбільш доцільним рішенням для проєктованого транспортного засобу є застосування дискових гальмівних механізмів із пневматичним приводом. Таке поєднання забезпечує високу ефективність гальмування, стабільність характеристик у процесі експлуатації, добру тепловіддачу, надійність роботи та можливість інтеграції із сучасними електронними системами активної безпеки автомобіля..

2 ЗАГАЛЬНИЙ ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ТА ФУНКЦІОНУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ

Залежно від способу кріплення скоби із закріпленими на ній гальмівними циліндрами та колодками дискові гальмівні механізми поділяються на конструкції з фіксованою та плаваючою скобою. У механізмах із фіксованою скобою гальмівні циліндри розташовуються з обох боків гальмівного диска, а притискання колодок здійснюється одночасно до обох робочих поверхонь диска. Такі механізми забезпечують високу рівномірність розподілу гальмівних сил, однак мають складнішу конструкцію, більшу масу та вищу вартість виготовлення.

У механізмах із плаваючою скобою робочий циліндр або привідний механізм розташовується лише з одного боку гальмівного диска. Скоба має можливість переміщуватися відносно супорта по напрямних штифтах, що дозволяє створювати необхідне притискне зусилля для обох гальмівних колодок. Завдяки меншій кількості деталей такі механізми відрізняються компактністю, меншою масою, простотою конструкції та нижчою собівартістю виробництва, що зумовило їх широке застосування на сучасних автомобілях.

Під час проєктування гальмівної системи було обрано дисковий гальмівний механізм із плаваючою скобою та пневматичним приводом з осьовим розташуванням гальмівної камери (рисунок 4). Дане конструктивне рішення забезпечує високу ефективність гальмування, надійність роботи та зручність технічного обслуговування, що є особливо важливим для транспортних засобів підвищеної вантажопідйомності.

Конструкція механізму складається із супорта, плаваючої скоби, гальмівного диска, гальмівних колодок, пневматичної гальмівної камери та механізму передачі зусилля. Скоба разом з однією гальмівною колодкою може переміщуватися по напрямних штифтах відносно супорта. Під час гальмування стиснене повітря надходить до пневматичної камери, внаслідок чого її шток висувається та діє на важіль гальмівного механізму. Важіль передає зусилля на

траверсу, а траверса через різьбові втулки та упори переміщує внутрішню гальмівну колодку до поверхні диска.

Після контакту внутрішньої колодки з диском виникає реактивне зусилля, під дією якого скоба переміщується у протилежному напрямку по напрямних штифтах. Разом зі скобою переміщується зовнішня колодка, яка також притискається до другої поверхні гальмівного диска. Таким чином забезпечується двостороннє притискання колодок і створення необхідного гальмівного моменту. Після припинення подачі стисненого повітря зусилля на колодках зникає, а завдяки пружним властивостям елементів механізму та незначному биттю диска колодки автоматично відходять від його поверхні, утворюючи робочий зазор.

До основних переваг гальмівного механізму з плаваючою скобою належать простота конструкції, менша кількість виконавчих елементів, компактність, зменшена маса, високий коефіцієнт корисної дії та можливість швидкої заміни гальмівних колодок під час технічного обслуговування. Крім того, така конструкція забезпечує достатню ефективність гальмування за порівняно невеликих габаритів механізму.

Разом із тим механізм із плаваючою скобою має певні недоліки. Найбільш суттєвим з них є залежність працездатності від стану напрямних штифтів. У разі їх корозії, забруднення або деформації переміщення скоби може ускладнюватися, що призводить до нерівномірного притискання колодок до диска. Наслідком цього є прискорене та нерівномірне зношування фрикційних накладок, зниження ефективності гальмування та можливе виникнення перегріву окремих елементів механізму. Тому під час експлуатації особливу увагу необхідно приділяти контролю технічного стану напрямних штифтів та своєчасному їх змащуванню.

Загальний вигляд дискового гальмівного механізму з плаваючою скобою та пневматичним приводом наведено на рисунку 4.

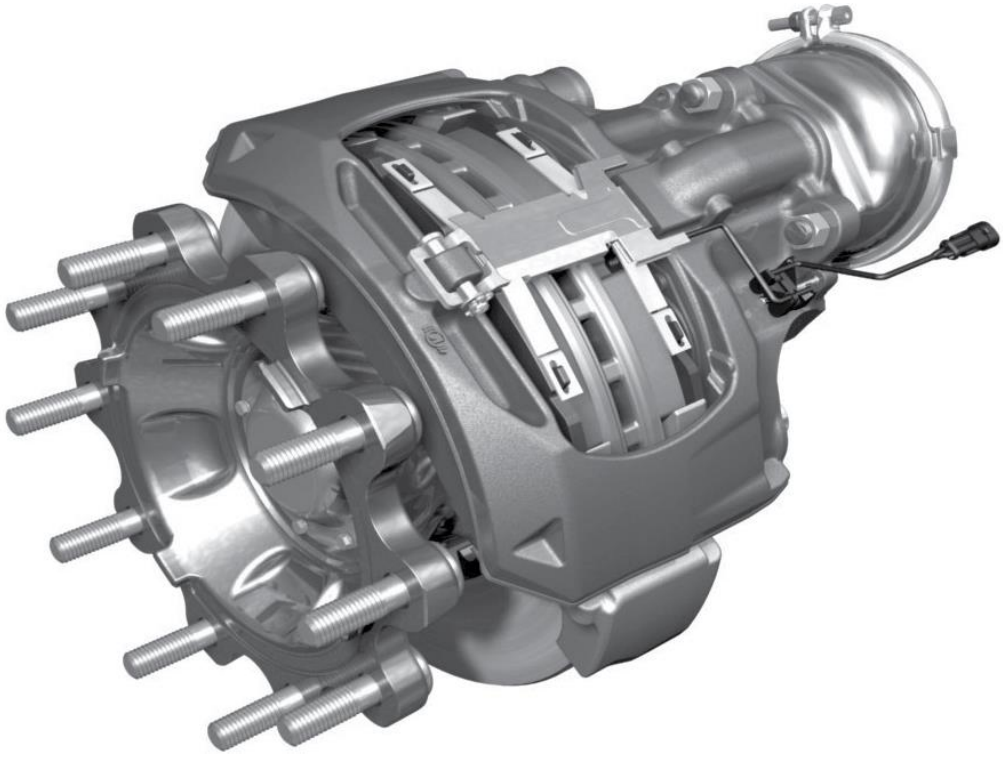


Рисунок 4 - Зовнішній вигляд дискового гальмівного механізму з плаваючою скобою

2.1 Механізм автоматичного регулювання зазору між диском і гальмівними колодками

Конструкція являє собою пневматичний дисковий гальмівний механізм із плаваючою скобою та автоматичним регулюванням зазору фірми «Haldex». Плаваюча скоба, що переміщується на чотирьох напрямних пальцях, забезпечує високу продуктивність у поєднанні з невеликою вагою, рівномірне спрацьовування накладок і значне зменшення габаритних розмірів в осьовому напрямку, порівняно з фіксованою скобою.

Розглянемо принцип дії цього механізму. (рис. 5)

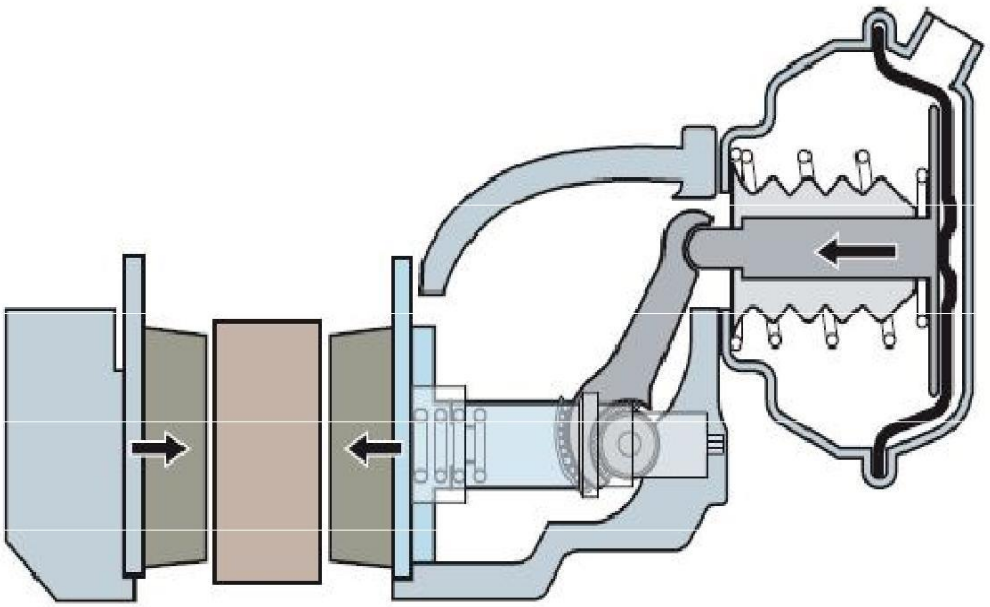


Рисунок 5 – Схема роботи дискового гальмівного механізму

Для підтримання постійного зазору між фрикційними накладками колодок і диском гальмівний механізм оснащений пристроєм автоматичної компенсації зносу гальмівних колодок.

Пневмокамера створює зусилля, яке передається через важіль на корпус регулятора. Кочення важеля здійснюється по двох парах голчастих підшипників. Два сегменти внутрішніх підшипників встановлені між задньою стінкою скоби і циліндричним валиком, на який спирається важіль з одного боку, і два сегменти підшипників між корпусом регулятора і важелем. З корпусу регулятора зусилля передається на дві симетрично розташовані втулки із зубчастим зачепленням, які пов’язані зі штовхачем парою "гвинт-гайка". Штовхачі передають зусилля на тарілки, які безпосередньо тиснуть на внутрішню колодку. При цьому скоба зміщується всередину, щодо ободу колеса, і підтискає зовнішню колодку. Під час розгальмовування поворотна пружина, що міститься в корпусі регулятора, діє на нього у зворотному напрямку, таким чином, весь механізм займає вихідне положення.

Як йшлося раніше, зусилля передається через пару "гвинт-гайка", і вона є елементом регулювання зазору між диском і фрикційною накладкою. Оскільки штовхач (гвинт) зафіксовано від провороту стопорною пластиною з виступом,

який входить у канавку вздовж штовхача, останній може здійснювати тільки поступальний рух. Обертальний же рух втулці передається через коронку в її торці з боку важеля. Розглянемо цю ділянку докладніше.

Механізм, який створює обертальний рух штовхачу, є ключовим у регулюванні. Виступ на важелі входить у фрезерований паз зовнішньої втулки механізму. Під час гальмування виступ зміщується донизу й обертає зовнішню втулку (за необхідності вибірки зазору). У зовнішню втулку і кришку механізму вставлена з натягом плоска кручена пружина, що передає обертання між ними.

Також кришка з’єднана другою пружиною з внутрішньою корончастою втулкою, яка зі свого боку з’єднана з парою "гвинт-гайка". Регулювання відбувається на етапі розгальмовування, тобто при утворенні надлишкового зазору корпус регулятора зміщується назад, а штовхачі (гвинти) висуваються, залишаючись на новому місці щодо колодки. Гарантований зазор забезпечується за рахунок зазору між виступом важеля і пазом у зовнішній втулці, що створює обертання. За нормального зазору між диском і колодкою, виступ важеля переміщується в межах паза, не створюючи обертання елементів регулювання.

Натяг пружини та напрямок навивки обрано таким чином, що після досягнення штовхачем колодки-диска (під час зносу), зовнішня втулка регулятора починає провертатися відносно зовнішньої пружини та внутрішня пружина відносно корончастої втулки на кут α. На етапі розгальмовування, спочатку буде обрано зазор виступ-паз, а потім на кут «α-зазор» повернеться зовнішня втулка, а відповідно і корончаста втулка, яка поверне «втулку-гайку» і здійснить компенсацію зносу.

Розглянемо докладніше принцип дії механізму регулювання зазору.

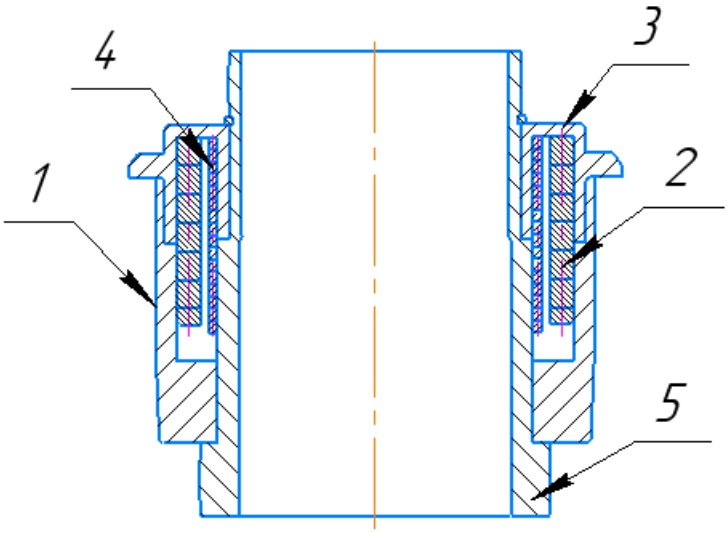


Рисунок 6 - Регулювальний механізм

Основні складові частини механізму регулювання (рис.6): 1) зовнішня втулка; 2) зовнішня кручена пружина; 3) кришка; 4) внутрішня кручена пружина; 5) внутрішня втулка. Роботу механізму умовно поділено на 3 фази під час гальмування (фаза вибірки зазору, фаза регулювання зазору і фаза прослизання) і на 3 фази під час розгальмовування (фаза зняття навантаження і фаза відведення колодок від диска).

2.2 Гальмування. Фаза вибірки зазору

Вибирається зазор між виступом на важелі (44а) і пазом у зовнішній втулці регулювального механізму (62), цей зазор необхідний для створення зазору, такого ж за величиною, між колодками і гальмівним диском.

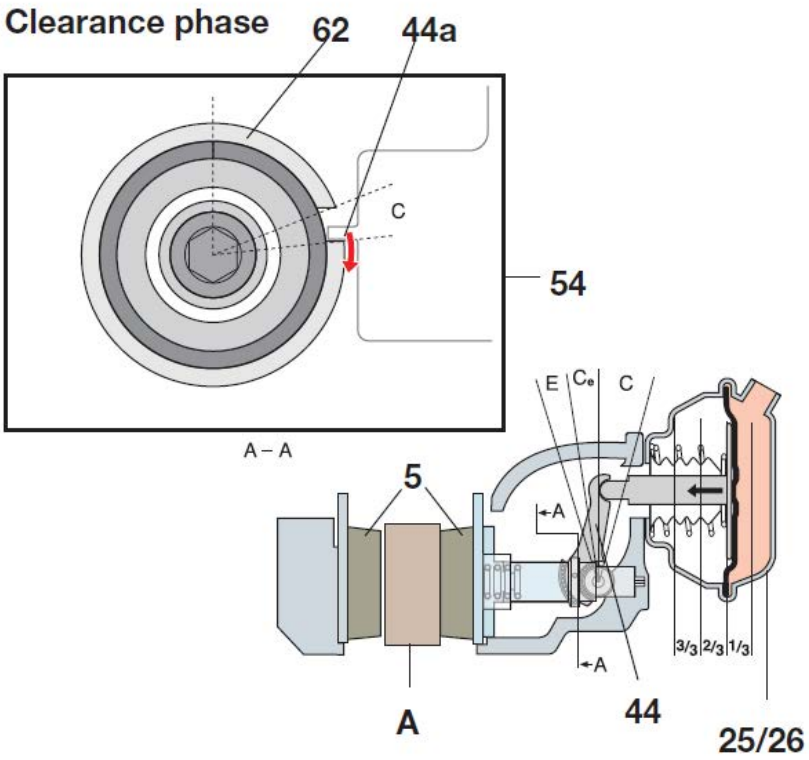


Рисунок – 7 Фаза вибору зазору

2.3 Фаза регулювання зазору

Якщо зазор між колодками і гальмівним диском відрізняється від заданого зазору між виступом на важелі і пазом у зовнішній втулці, то відбувається регулювання зазору. Виступ на важелі починає обертати зовнішню втулку (62), за допомогою сил тертя, обертання з втулки переходить на велику пружину (63). Далі обертання передається на кришку регулювального механізму (68) і з кришки за допомогою сил тертя, зусилля від важеля передається на маленьку пружину (66), яка своєю чергою пов’язана з внутрішньою втулкою регулювального механізму. Від внутрішньої втулки за допомогою шліцьового з’єднання обертання переходить на інші частини механізму і обертання передається на різьбові втулки. Щойно різьбові втулки викрутяться на задану відстань, що дає змогу колодкам торкнутися диска, фаза регулювання закінчиться.

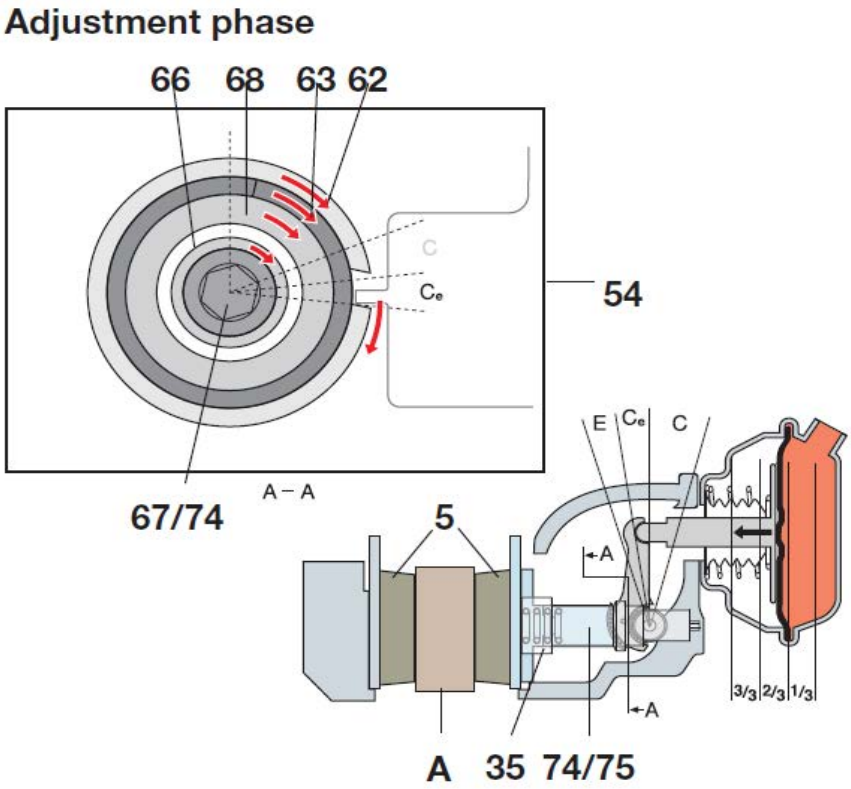


Рисунок- 8 Фаза регулювання зазору

2.4 Фаза гальмування

Коли колодки починають контактувати з гальмівним диском, у різьбових втулках різко зросте сила тертя, що не дасть змоги їм подальшого обертання, тоді зовнішня втулка (62) почне прослизати на великій пружині (63), що дає змогу розімкнути внутрішню і зовнішню втулки регулювального механізму.

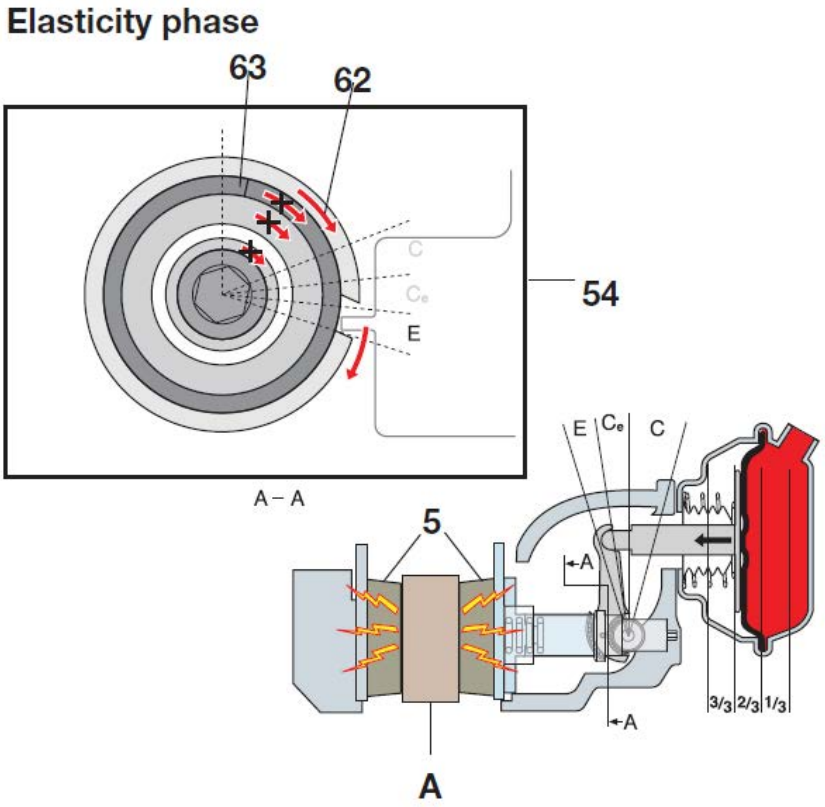


Рисунок- 9 Фаза гальмування

3 РОЗГАЛЬМОВУВАННЯ. ФАЗА ВИБІРКИ ЗАЗОРУ

Під час зворотного руху важеля вибирається зазор між виступом на важелі (44а) і пазом у зовнішній втулці регулювального механізму (62).

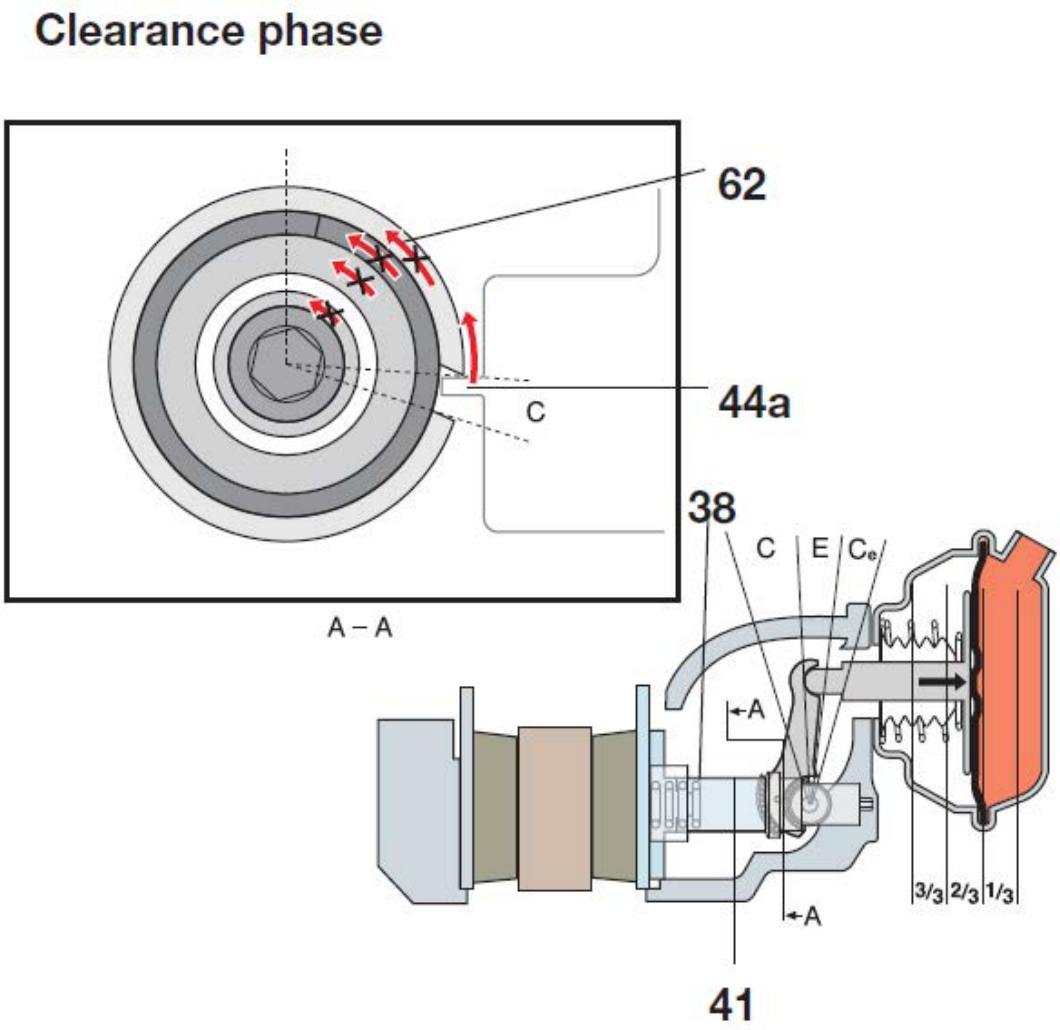


Рисунок 10 – Фаза вибірки зазору під час розгальмовування

3.1 Фаза зняття навантаження і відведення колодок від диска

Коли тиск пневмокамери знімається, важіль починає рух у зворотному напрямі, зовнішня втулка (62) починає обертатися у зворотний бік, обертаючи разом із собою велику пружину (63), кришку (68) і маленьку пружину (66). Але сила тертя в різьбі більша, ніж сила тертя між маленькою пружиною та внутрішньою втулкою, тож відбувається прослизання та розмикання внутрішньої та зовнішньої втулок, завдяки цьому різьбова втулка, а отже, й

колодки залишаються в новому положенні після фази регулювання зазору та прослизання.

Елементи гальмівного механізму повертаються у вихідне положення під дією поворотних пружин, а колодки відводяться від диска за допомогою торцевого биття гальмівного диска.

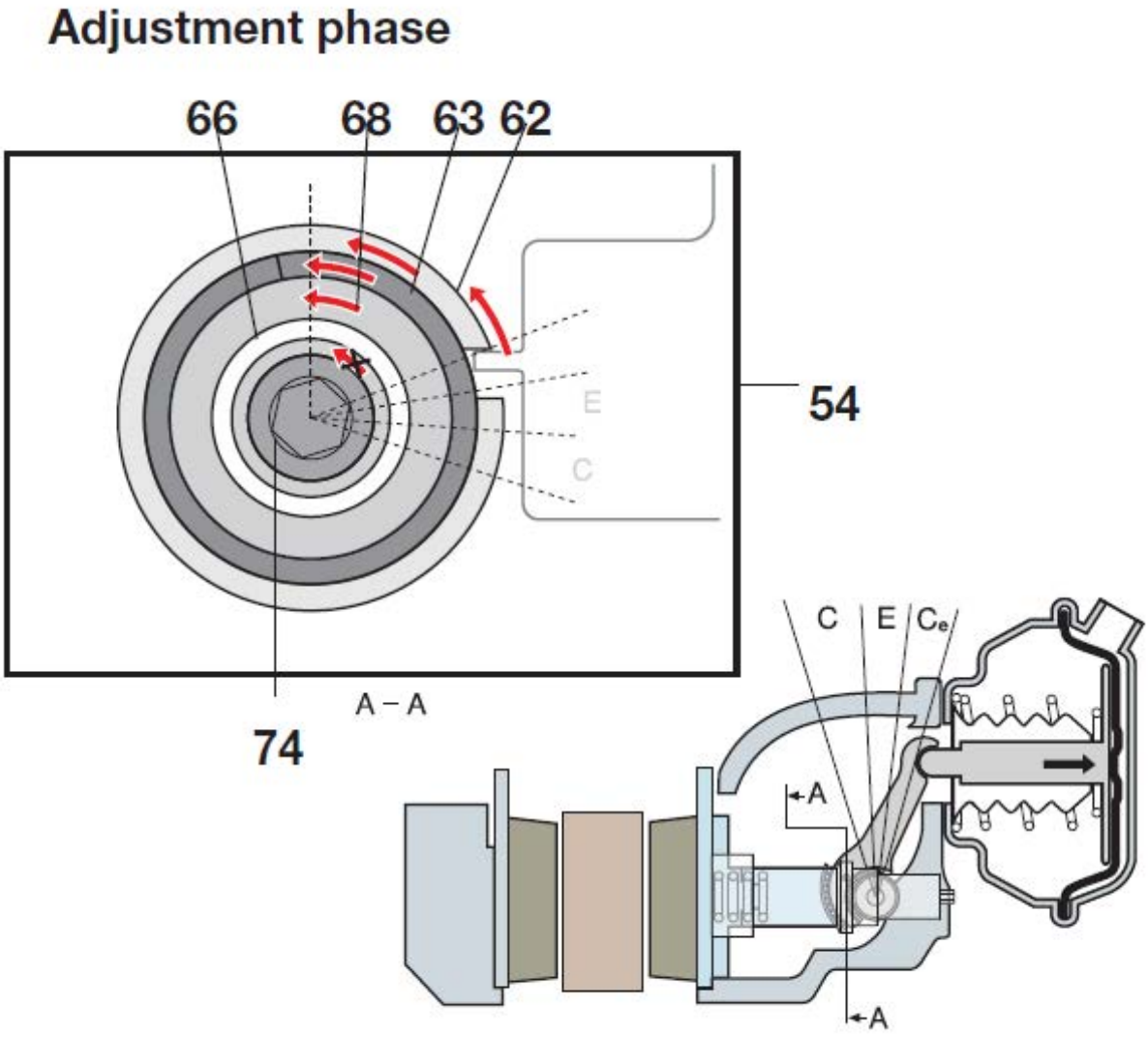


Рисунок 11 – Фаза зняття навантаження і відведення колодок

Розрахункова частина

Розрахунки, що підтверджують працездатність гальмівного механізму

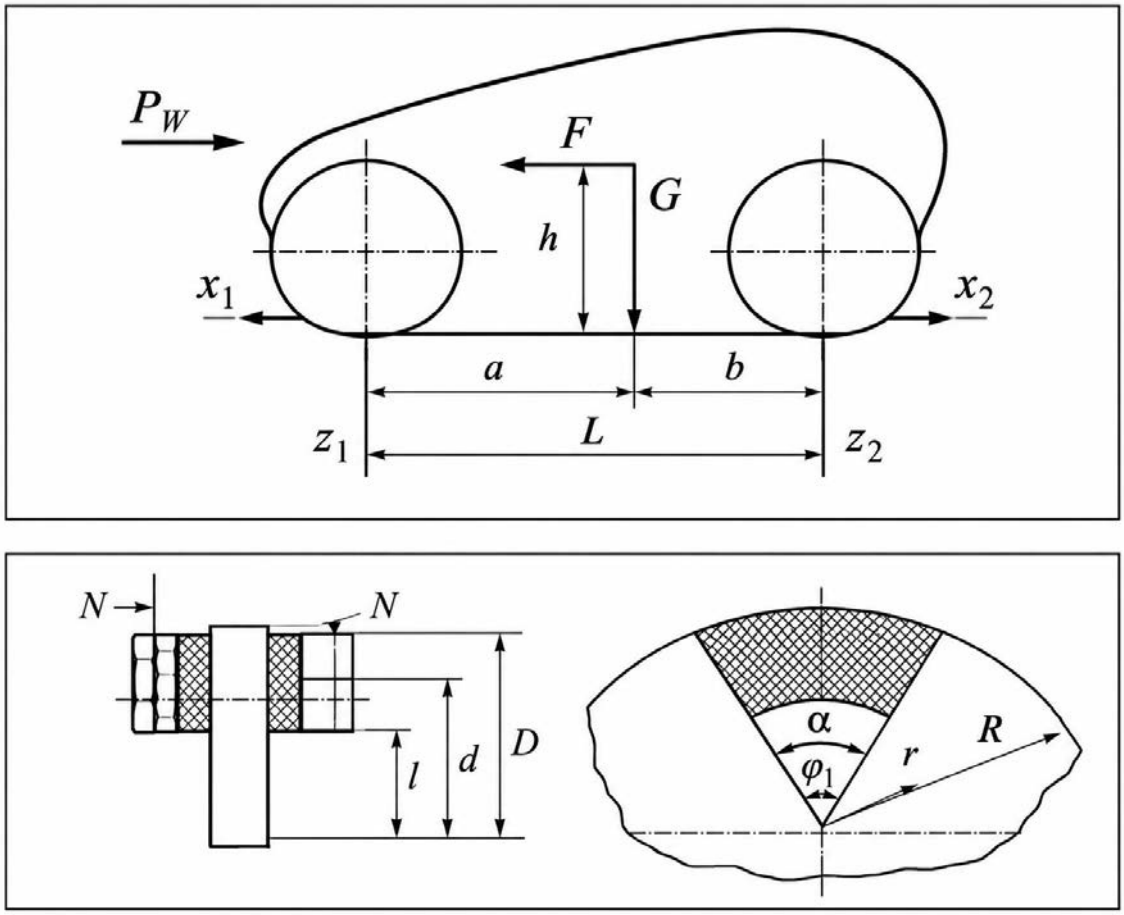


Рисунок 12 – Розрахункова схема дискового гальмівного механізму

Для перевірки працездатності гальмівного механізму необхідно провести розрахунок на визначення сили і моменту, що діє в зоні контакту гальмівних колодок і диска. Необхідно, щоб розрахункове зусилля на штоку гальмівної камери було більшим, ніж зусилля на штоку, розраховане за необхідним моментом тертя між фрикційним елементом і диском.

Перевірочний розрахунок зусиль здійснюється в програмному пакеті Mathcad. Лістинг програми, розрахункова схема і дані для розрахунку, надані в додатку А. Згідно з розрахунком, зусилля, що створюється гальмівною камерою, дорівнює N=2,3 кН, а зусилля на штоку, необхідне для гальмування повністю навантаженої КМ, дорівнює N=11,6 кН. Отже, гальмівний механізм забезпечує необхідне притиснення гальмівних колодок до гальмівного диска і створює необхідний для повного гальмування момент.

Діаметр дискового колеса дорівнює 22,5 дюйма (571,5 мм), для такого колеса приймемо діаметр гальмівного диска 440 мм.

3.2 Розрахунок підшипників маточини на ресурс

Завдання полягає у визначенні ресурсу підшипників маточини колеса. Згідно з технічним завданням колесно-ступінчастий вузол, що розробляється, повинен мати ресурс 1,5 млн км. Тому основним критерієм для розрахунку є розрахунок на ресурс підшипників маточини, тому що ця деталь працює у важких умовах і є основним елементом, що сприймає навантаження..

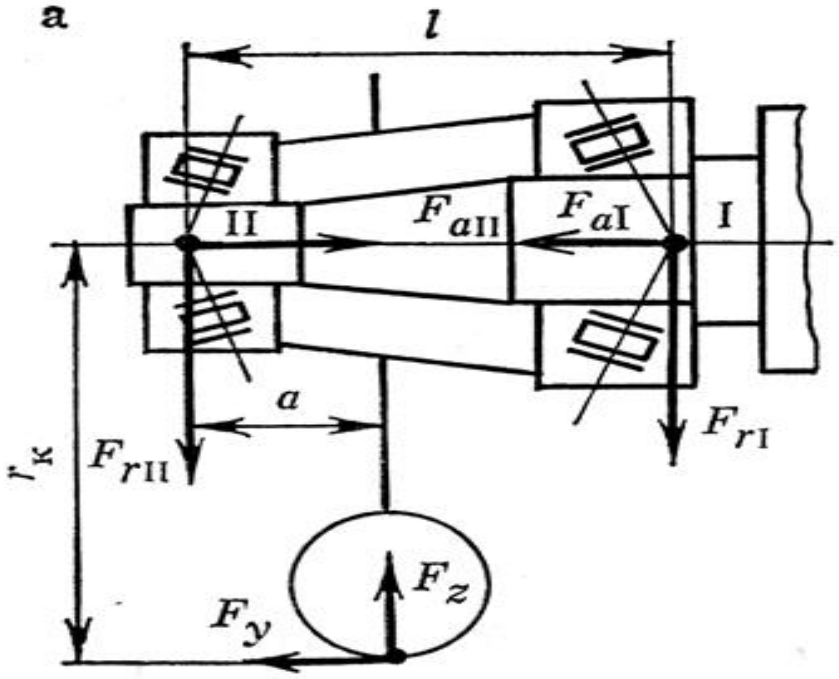


Рисунок 13 - Розрахункова схема КСУ

При прямолінійному русі вертикальна сила Fzпр і бічна сила Fупр навантаження визначаються за формулами:

$$Fz\text{пр} = (mk - m\text{н.к}) * g$$

$$Fy\text{пр} = \pm ky\text{пр} * Fz\text{пр}$$

де: mk - маса автомобіля, що створює нормальне навантаження на одне колесо;

mн.к – непідресорену масу, віднесену до колеса, що розглядається

kупр – коефіцієнт бічного навантаження.

Під час руху на повороті:

$$Fz\text{п} = Fz\text{пр}(1 \pm \text{m})$$

$$Fy\text{п} = \pm k\text{уп} * Fz\text{п}$$

Для того щоб дослідити важіль гальмівного механізму на міцність і жорсткість, завантажимо модель у середовище ANSYS Workbench, створимо кінцево-елементну та розрахункову моделі (рисунок 15). Створимо закріплення (рисунок 16) і докладемо силу від дії штока (рисунок 17), що створюється під час гальмування автомобіля. Зрештою, необхідно отримати схему деформацій і напружень у розраховуваній деталі. Матеріал кронштейна - сталь 15, допустимі напруження під час вигину

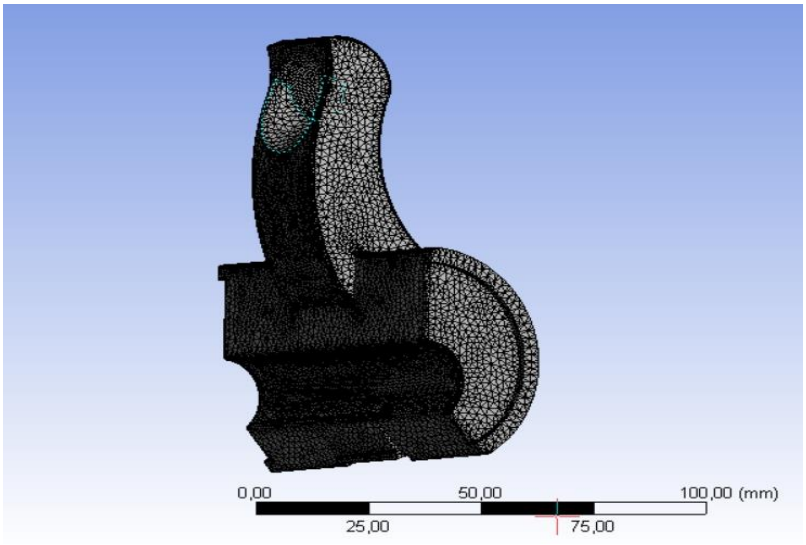


Рисунок 15 - Звичайно-елементна модель важеля

Програма розбила модель кронштейна на чотири типи кінцевих елементів:

*** TYPE	ELEMENT NUMBER	MATRIX ENAME	FORMULATION TOTAL	TIMES CP AVE CP
1	6328	SOLID187	1.529	0.000242
2	40021	SOLID186	19.999	0.000500
3	308	CONTA174	0.000	0.000000
4	1	TARGE170	0.000	0.000000

Time at end of element matrix formulation CP=20.7949333.

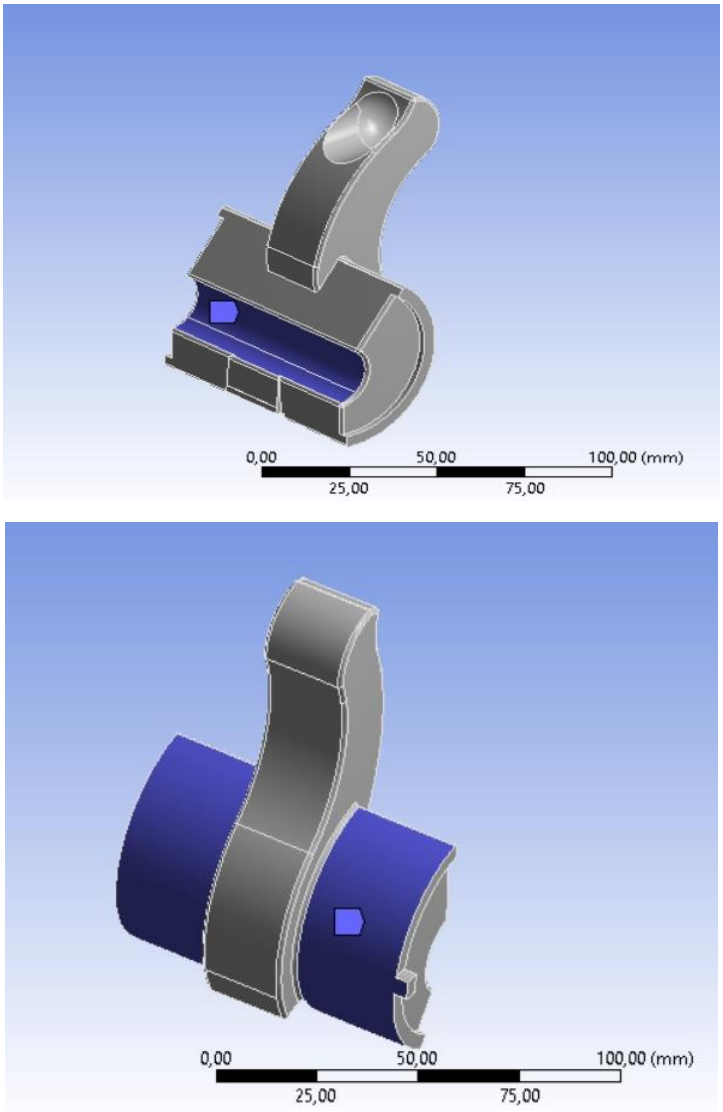


Рисунок 16 - Схема закріплення

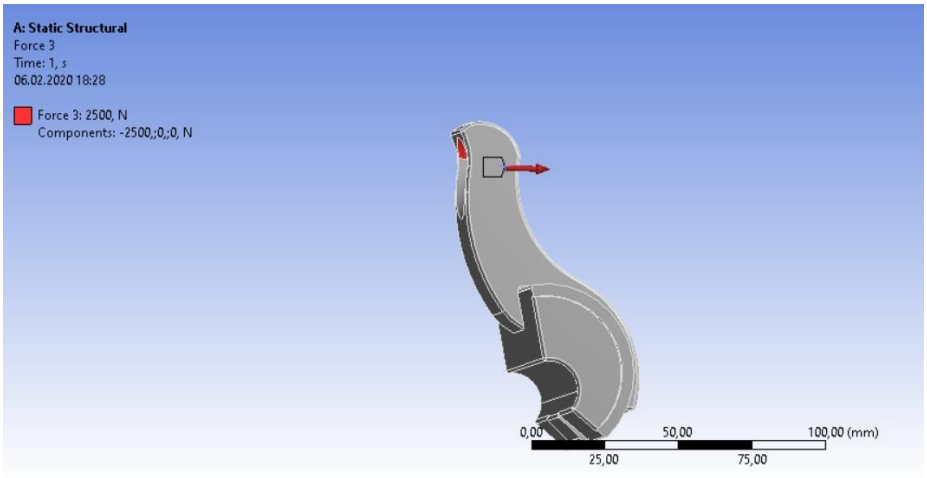


Рисунок 17 - Схема навантаження силою

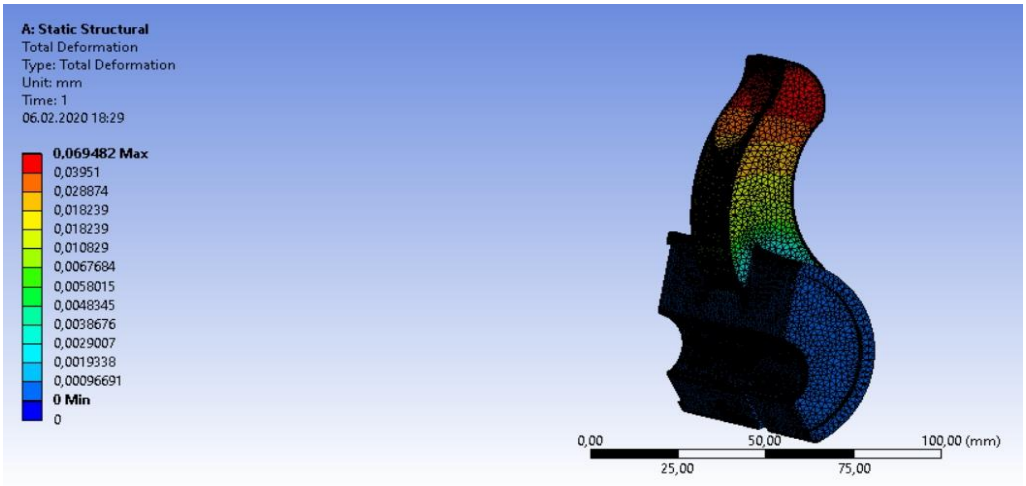
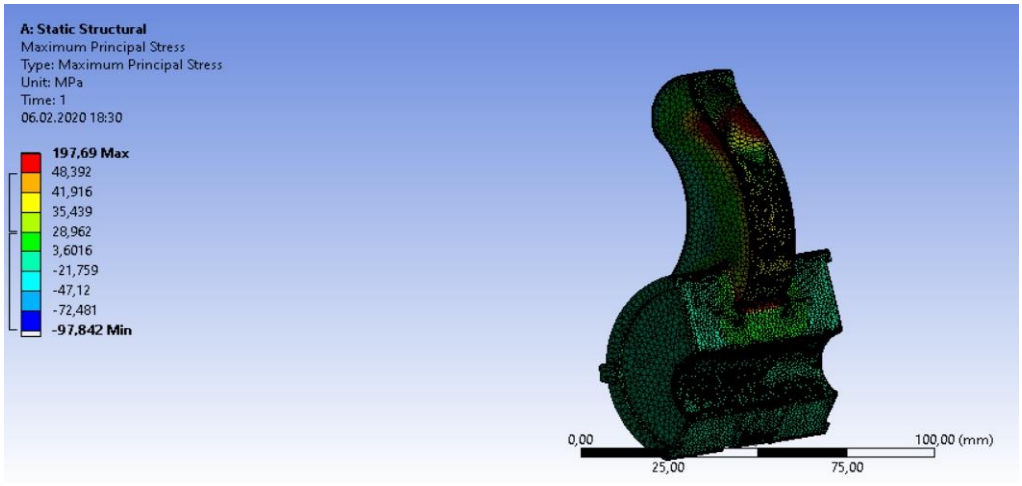


Рисунок 18. Загальна картина деформацій



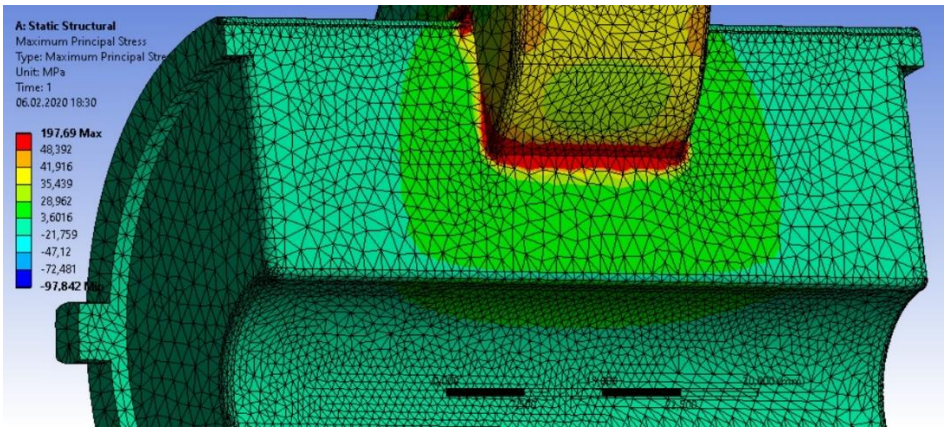


Рисунок 19 - Загальна картина напружень і картина найбільш напруженої частини кронштейна

Під час розрахунку було отримано такі дані:

Максимальне переміщення поверхні важеля становить 0,069 мм і має в місці тиску штока пневмокамери (рисунок 18). Значення прийнятні, враховуючи,

що матеріал корпусу виготовлено зі сталі 15, яка має достатню зону пружної деформації.

Максимальне напруження становить 197.69 МПа (що видно з рисунка 19). Значення напружень менше межі міцності для сталі 15,

що дорівнює 1500 МПа, отже важіль витримає навантаження під час гальмування автомобіля та його подальшої зупинки.

3.3 Розрахунок дискового гальмівного механізму

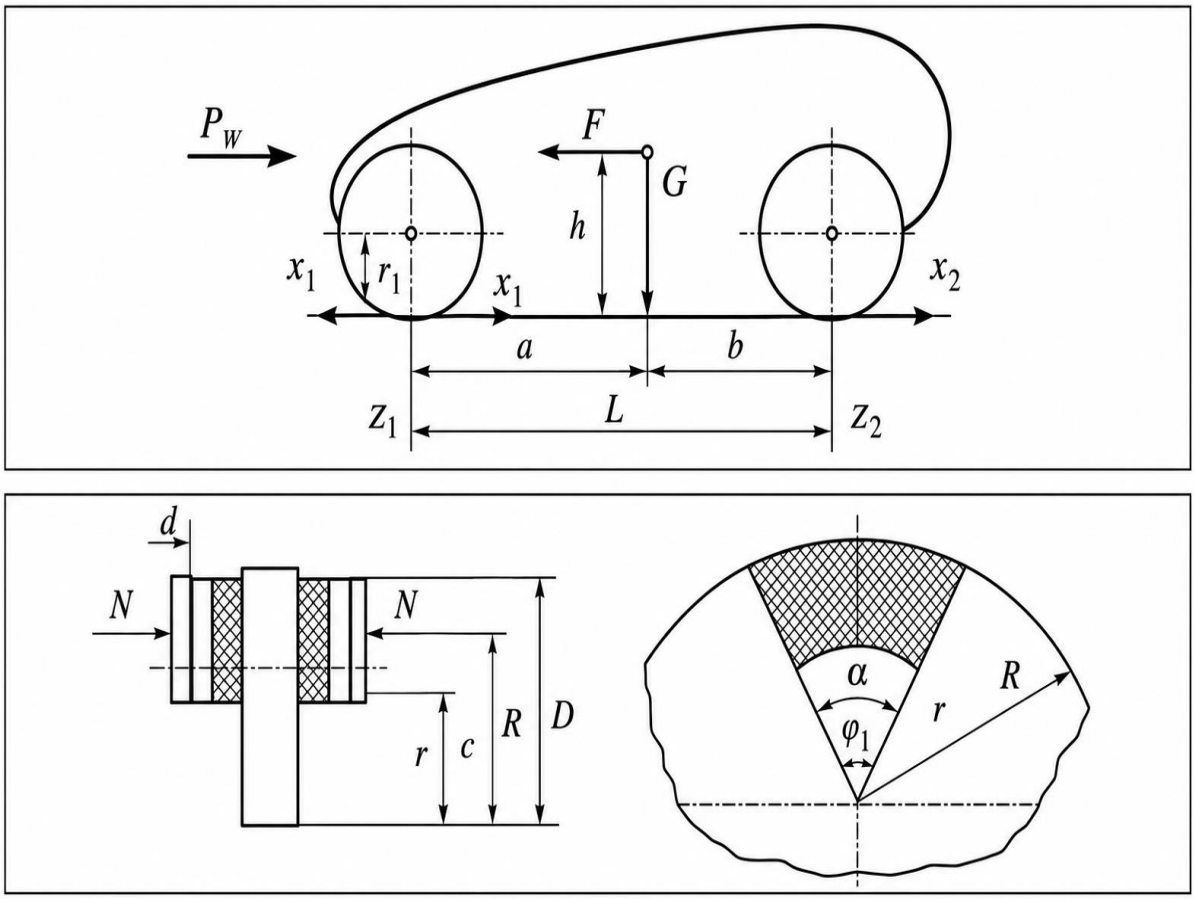


Рисунок 20 – Розрахункова схема

m_0=18000 – Повна маса автомобіля, кг

g_1=9.81 – прискорення м/с^2

r=0,5 – радіус кочення, м

L0=5.075 – колісна база, м

m_2=5750 – маса, що припадає на заднє колесо, кг

h=2.45, r=1.225 – висота центру тяжкості, м

ф=0.8 – коефіцієнт зчеплення з опорною поверхню

$ф_1$=0.4 – коефіцієнт тертя колодок об гальмівний диск

P=750000 – тиск повітря в гальмівній системі, Па

U=15.6 – передавальне число приводу

η=0.95 – ККД приводу гальмівного механізму

Обчислення

Відстань між проекціями центру мас автомобіля та осі обертання переднього колеса на поздовжню вісь, м

$$a0 = \frac{(m_2 \cdot L_0)}{m_0} = 1.621$$

Момент тертя, що створюється гальмівним механізмом на задньому колесі, Н/м

$$M_2 = \frac{[ф \cdot m_0 \cdot g_1 \cdot r \cdot (a_0 - ф \cdot h)]}{2 \cdot L_0} = 4.462 \times 10^3$$

Середній радіус колодки, м

$$r_{ср}=0.165$$

Сила стиснення колодок, Н

$$N_k = \frac{M_2}{2 \cdot ф_1 \cdot rcp} = 3.38 \times 10^4$$

Розрахунок розмірів пневмокамери

Сила на штоку пневмокамери, н.

$$Pшш = \frac{N_k}{U \cdot \eta} = 2.281 \times 10^3$$

Площа діафрагми, м^2

$$S_д = \frac{P_{шт}}{P} = 3.041 \times 10^{-3}$$

Площа діфрагми 24 типу, м^2

$$S_{д1} = 0.0155$$

Сила на штоку пневмокамери 24 типу, Н

$$P_{шт}=S_{д1}\cdot P=1.163\times10^4$$

Висновок: з цього розрахунку випливає, що пневмокамера 24 типу розвиває достатню силу на штоку ($P_{шт1}$ більша за $P_{шт}$). А значить необхідна величина сили стиснення колодок $N_к$ буде досягнута, що гарантує впевнене гальмування КМ.

3.4 Розрахунок підшипників маточини на ресурс

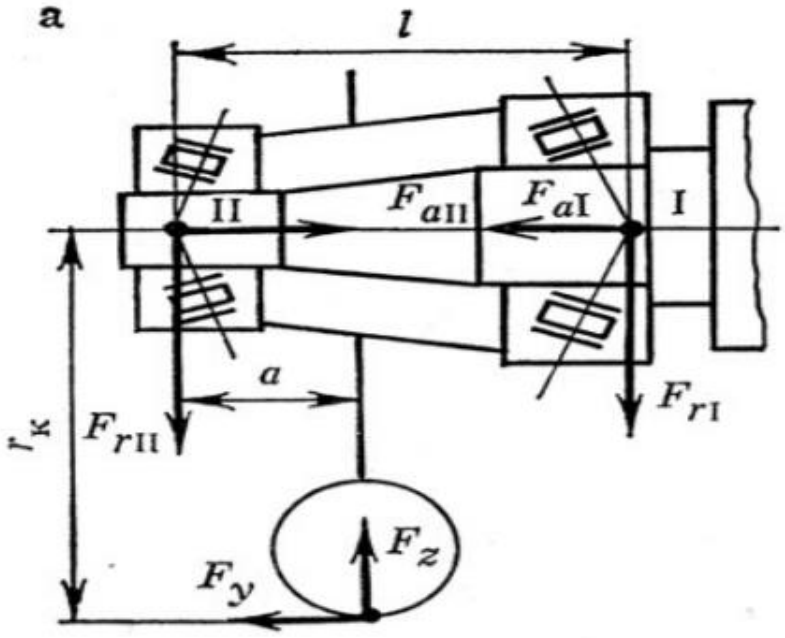


Рисунок 21 – Розрахункова схема

Розрахунок підшипників

m_k=5750 – vaca припадає на колесо, кг

$m_{нк}$=5750 – безпружинна маса, кг

$k_{упр}$=0.035 – коефіцієнт бокового навантаження для спарених коліс

Lц=0.161 – відстань між опорами, м

$a = \frac{Lц}{2}$ - відстань між контакту з опорною поверхнею до підшипникової опори 2

r=0.5 – радіус кочення, м

$a_ц$=1.5 – відцентроване прискорення, м/с2

h=1.225 – висота центру мас, м

B=2 – ширина колії, м

$ткkоє = \frac{(a_ц \cdot h)}{(g1 \cdot B)} = 0.094$ – коефіцієнт під час руху на повороті

$куп = \frac{aц}{g1} = 0.153$ – коефіцієнт під час руху на повороті

$L_{км}$=1500000 – необхідний пробіг км

$L_{об} = \frac{Lкк}{2 \cdot 3.14 \cdot r} = 4.777 \times 10^5$ – необхідний пробіг км, в оборотах

L_1=0.45·$L_{об}$=2.15×10^5 – пробіг при бічному навантаженні праворуч

L_2=0.45·$L_{об}$=2.15×10^5 – пробіг при бічному навантаженні вліво

L_3=0.05·$L_{об}$=2.389×10^4 – пробіг при лівому повороті

L_4=0.05·$L_{об}$=2.389×10^4 – пробіг при правому повороті

При прямолінійному русі

Режим 1. Бокова сила діє вліво

Вертикальна сила діє на колесо, Н

$F_{zпрл}$=(m_k-$m_{нk}$)·g_1=5.288×10^4

Бокова сила, Н

$F_{упрл}$=$k_{упрл}$·$F_{zпрл}$=1.851×10^3

Опора 1

Радіальна сила в опорі 1, Н

$F_{r1прл} = \frac{(F_{znпр} \cdot a - F_{упрл} \cdot r)}{Lц} = 2.069 \times 10^3$

Осьова сила в опорі 2, Н

$F_{a1прл}=0$

Опора 2

Радіальна сила в опорі 2, Н

$$F_{r2прл}=\frac{\left[F_{zпрл}\left(Lц-a\right)+F_{упрл}\cdot r\right]}{Lц}=3.219\times10^{4}$$

Осьова сила в опорі 2, Н

$F_{a2прл}=F_{упрл}=1.851\times10^{3}$

Режим 2. Бокова сила дає вправо

Вертикальна сила дає на колесо, Н

$F_{zпрп}=(m_k-m_{нк})\cdot g_1=5.288\times10^{4}$

Бокова сила, Н

$F_{упрп}=|k_{упр}|\cdot F_{zпрп}=1.851\times10^{3}$

Радіальна сила в опорі 1, Н

$$F_{r1прп}=\frac{(F_{zпр}\cdot a-F_{упрп}\cdot r)}{Lц}=3.219\times10^{4}$$

Осьова сила в опорі 1, Н

$F_{a1прп}=F_{упрп}=1.851\times10^{3}$

Радіальна сила в опорі 2, Н

$$F_{r2прл}=\frac{\left[F_{zпр}\cdot\left(Lц-a\right)+F_{упрп}\cdot r\right]}{Lц}=2.069\times10^{4}$$

Осьова сила в опорі 2, Н

$F_{a2прп}=0$

Рух на повороті

Режим 3. Лівий поворот

Вертикальна сила, Н

$F_{zпл}=F_{zпрл}(1-m_{коеф})=4.792\times10^{4}$

Бокова сила, Н

$F_{упл}=k_{уп}\cdot F_{zпл}=7.328\times10^{3}$

Опора 1

Радіальна сила в опорі 1, Н

$$F_{r1л} = \frac{\left(F_{znn} \cdot a - F_{упл} \cdot r\right)}{Lц} = 1.205 \times 10^3$$

Осьова сила в опорі 1, Н

$F_{a1л}=0$

Опора 2

Радіальна сила в опорі 2, Н

$$F_{r2л} = \frac{\left[F_{znn} \cdot \left(Lц - a\right) + F_{упл} \cdot r\right]}{Lц} = 4.672 \times 10^4$$

Осьова сила в опорі 2, Н

$F_{a2л}=F_{уплл}=7.328\times10^3$

Режим 4. Правий поворот

Вертикальна сила, діюча на колесо Н

$F_{zпп}=F_{zпрп}(1+m_{коеф})=5.783\times10^4$

Бокова сила, Н

$F_{упп}=|-к_{уп}|\cdot F_{zпп}=8.842\times10^3$

Опора 1

Радіальна сила в опорі 1, Н

$$F_{r1n} = \frac{\left(F_{znn} \cdot a + F_{упп} \cdot r\right)}{Lц} = 1.454 \times 10^3$$

Осьова сила в опорі 1, Н

$$F_{a1n} = \left|F_{упп}\right| = 8.842 \times 10^3$$

Опора 2

Радіальна сила в опорі 2, Н

$$F_{r2n} = \frac{\left[F_{znn}\left(Lц - a\right) - F_{упп} \cdot r\right]}{Lц} = 5.637 \times 10^4$$

Осьова сила в опорі 2, Н

$F_{a2п}=0$

Розрахунок підшипників на ресурс

Розраховуємо еквівалентні навантаження на опори, Н

Розрахункові коефіцієнти за умовчанням: X = 1 Y = 1.4

Розрахунковий коефіцієнт V=1 (обертається зовнішнє кільце підшипника)

Прямолінійний рух:

Режим 1

Опора 1

$P_{r11}=(1\cdot1\cdot F_{r1прл}+1.4F_{a1прл})\cdot1.5\cdot1=3.104\times10^4$

Опора 2

$P_{r12}=(1\cdot1\cdot F_{r2прл}+1.4F_{a2прл})\cdot1.5\cdot1=5.216\times10^4$

Режим 2

Опора 1

$P_{r21}=(1\cdot1\cdot F_{r1прл}+1.4\cdot F_{a1прл})\cdot1.5\cdot1=3.492\times10^4$

Опора 2

$P_{r22}=(1\cdot1\cdot F_{r2прл}+1.4\cdot F_{a2прл})\cdot1.5\cdot1=4.828\times10^4$

Рух на повороті:

Лівий поворот

Режим 3

Опора 1

$P_{r31}=(1\cdot1\cdot F_{r1л}+1.4\cdot F_{a1л})\cdot1.5\cdot1=1.807\times10^3$

Опора 2

$P_{r32}=(1\cdot1\cdot F_{r2л}+1.4\cdot F_{a2л})\cdot1.5\cdot1=8.547\times10^4$

Правий поворот

Режим 4

Опора 1

$P_{r41}=(1\cdot1\cdot F_{r1п}+1.4\cdot F_{a1п})\cdot1.5\cdot1=2.075\times10^4$

Опора 2

$P_{r42}=(1\cdot1\cdot F_{r2п}+1.4\cdot F_{a2п})\cdot1.5\cdot1=8.456\times10^4$

Еквівалентне навантаження для різних режимів руху, Н

Опора 1

$$P_{er1}=\sqrt[3]{\frac{\left(P_{r11}{}^3\cdot L_1+P_{r21}{}^3\cdot L_2+P_{r31}{}^3\cdot L_3+P_{r41}{}^3\cdot L_4\right)}{L_1+L_2+L_3+L_4}}=3.21\times10^4$$

Опора 2

$$P_{er2} = \sqrt[3]{\frac{\left(P_{r12}{}^{3} \cdot L_1 + P_{r22}{}^{3} \cdot L_2 + P_{r32}{}^{3} \cdot L_3 + P_{r42}{}^{3} \cdot L_4\right)}{L_1 + L_2 + L_3 + L_4}} = 5.604 \times 10^4$$

Необхідна базова динамічна вантажопідйомність конічного роликового підшипника, Н

Опора 1

$$базова1 = \left[P_{er1} \cdot \left(\frac{Loo}{1 \cdot 0.7} \right) \right]^{\frac{3}{10}} = 1.265 \times 10^3$$

Опора 2

$$базова2 = \left[P_{er2} \cdot \left(\frac{Loo}{1 \cdot 0.7} \right) \right]^{\frac{3}{10}} = 1.495 \times 10^3$$

Виберемо підшипник 33117 з каталогу СКФ

Характеристики підшипника:

Cr=268000 Н(динамічна вантажопідйомність)

D=145 мм (зовнішній діаметр)

d=85 мм (внутрішній діаметр)

B=41 мм (ширина підшипника)

X=1 (Розрахунковий коефіцієнт)

Y=1.7 (Розрахунковий коефіцієнт)

Перевіримо виконання умови $P_{rmax}<0.5Cr$ або $P_{rmax}=0.5Cr$

$$P_{max}=P_{r32}=8.547\times10^4$$

$$0.5Cr=1.34\times10^4$$

Із розрахунку видно що умова виконується

Перерахуємо підшипники 33117 на ресурс по даним для них розрахункам коефіцієнту

Розрахунок підшипників на ресурс

Прямолінейний рух:

Режим 1

Опора 1

$$P_{r11}=(1\cdot1\cdot F_{r1прл}+1.7\cdot F_{a1прл})\cdot1.5\cdot1=3.104\times10^4$$

Опора 2

$$P_{r12}=(1\cdot1\cdot F_{r2прл}+1.7\cdot F_{a2прл})\cdot1.5\cdot1=5.3\times10^4$$

Режим 2

Опора 1

$$P_{r21}=(1\cdot1\cdot F_{r1прл}+1.7\cdot F_{a1прл})\cdot1.5\cdot1=3.576\times10^4$$

Опора 2

$$P_{r22}=(1\cdot1\cdot F_{r2прл}+1.7\cdot F_{a2прл})\cdot1.5\cdot1=4.828\times10^4$$

Рух на повороті

Лівий поворот

Режим 3

Опора 1

$$P_{r31}=(1\cdot1\cdot F_{r1прл}+1.7\cdot F_{a1прл})\cdot1.5\cdot1=1.807\times10^3$$

Опора 2

$$P_{r32}=(1\cdot1\cdot F_{r2прл}+1.7\cdot F_{a2прл})\cdot1.5\cdot1=8.876\times10^4$$

Правий поворот

Режим 4

Опора 1

$$P_{r41}=(1\cdot1\cdot F_{r1прл}+1.7\cdot F_{a1прл})\cdot1.5\cdot1=2.473\times10^4$$

Опора 2

$$P_{r42}=(1\cdot1\cdot F_{r2прл}+1.7\cdot F_{a2прл})\cdot1.5\cdot1=8.456\times10^4$$

Еквівалентне навантаження для різних режимів руху, Н

Опора 1

$$P_{er1}=\sqrt[3]{\frac{\left(P_{r11}{}^3\cdot L_1+P_{r21}{}^3\cdot L_2+P_{r31}{}^3\cdot L_3+P_{r41}{}^3\cdot L_4\right)}{L_1+L_2+L_3+L_4}}=3.264\times10^4$$

Опора 2

$$P_{er2}=\sqrt[3]{\frac{\left(P_{r12}{}^3\cdot L_1+P_{r22}{}^3\cdot L_2+P_{r32}{}^3\cdot L_3+P_{r42}{}^3\cdot L_4\right)}{L_1+L_2+L_3+L_4}}=5.676\times10^4$$

Необхідна базова динамічна вантажопідйомність конічного роликового підшипника, Н

Опора 1

$$базова1 = \left[P_{er1} \cdot \left(\frac{Loo}{1 \cdot 0.7} \right) \right]^{\frac{3}{10}} = 1.272 \times 10^3$$

Опора 2

$$базова2 = \left[P_{er2} \cdot \left(\frac{Loo}{1 \cdot 0.7} \right) \right]^{\frac{3}{10}} = 1.2501 \times 10^3$$

Умова $P_{rmax}<0.5Cr$ або $P_{rmax}=0.5Cr$ Cr1=455000

$P_{rmax1}=P_{r21}=3.576\times10^4$ $P_{rmax2}=P_{r32}=8.876\times10^4$

$0.5Cr=1.34\times10^5$ $0.5Cr_1=2.275\times10^5$

З розрахунку видно що умова виконується

Висновок: підшипники маточини підібрані правильно, заданий технічним завданням втечу буде пройдено.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі було виконано проєктування гальмівних механізмів заднього моста вантажного автомобіля, колісної формули 4х2 вантажопідйомністю 10000 кг, повною масою 18000 кг, максимальною швидкістю 80 км/год, діаметром шин 275/75 R22.5; були проведені основні розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції, вибрано оптимальний тип гальмівних механізмів і його конструкція.

Були виконані креслення колісно-ступінчастого вузла і гальмівних механізмів, які пояснюють принцип їхньої роботи. Виконано робочі креслення втулки та шліцьової втулки регулятора зазору. Також виконано детальну 3D модель гальмівного вузла в програмному пакеті SolidWorks.

За результатами розрахунків можна зробити висновок, що конструкція є повністю працездатною. Результати всіх програмних розрахунків подано в додатках до записки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гутаревич Ю. Ф., Клименко В. М., Корпач А. О., Мержиєвська Л. П. Автомобілі: конструкція та експлуатаційні властивості : навчальний посібник. Київ : Арістей, 2011. 368 с.

2. Посібник з ремонту «Дискові гальмівні механізми з пневмоприводом SB6 - SB7 - З осьовим та радіальним розташуванням гальмівної камери» від компанії KNORR-BREMSE. 2014, - 56 с. https://photo.strans.ua/catalogs/knorr_bremse_katalog_kerivnyctvo_po_remontu_dyskovyh_galm_sb6sb7.pdf

3. Божидарнік В. В. Основи технології виробництва і ремонту автомобілів: навчальний посібник / В. В. Божидарнік, А. П. Гусев. – Луцьк : Надстир'я, 2007. – 320 с.

4. Канарчук В. Є. Експлуатаційна надійність автомобілів : підручник : У 2 ч. 4 кн. / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигринець. – К. : Вища школа, 2000. – 615 с.

5. Автомобілі. Теорія : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. І. Сирота, В. М. Поляков. Одеса : Військова академія, 2017. 414 с.

6. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія : навч. посібник. Київ : Кондор, 2018. 328 с.

7. Кравець С. В., Лук'янчук О. П., Тимейчук О. Ю. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2011. 240 с.

8. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля : підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.

9. Xiubin Zhang, Muhammad Mansoor Khan. Principles of intelligent automobiles. Shanghai : Shanghai Jiao Tong University Press, 2019. 286 p.

10. David Crolla. Encyclopedia of automotive engineering. New York : John Wiley & Sons, 2015. 2697 p.

11. Ansel C. Ugural. Mechanical design of machine components. Boca Raton : CRC Press, 2015. 1008 p.

12. Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini. Vehicle dynamics modeling and simulation. Berlin : Springer-Verlag, 2014. 417 p.

13. Giampiero Mastinu. Road and off-road vehicle system dynamics handbook. Boca Raton : CRC Press, 2014. 1678 p.

14. Giancarlo Genta. Motor vehicle dynamics modeling and simulation. London : World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006. 537 p.

15. Робочі процеси автомобілів: навч. посіб. / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 492 с.

16. Ремонт автомобілів: Навчальний посібник/ Упор. В.Я. Чабанний. - Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. - 720 с.

ДОДАТКИ