

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **РОЗРОБКА ПЕРЕДНЬОЇ РЕСОРНОЇ ПІДВІСКИ
АВТОМОБІЛЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 15т**

Виконав: студент II курсу групи Ат-22сп

Спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Ігор ГЕРАСИМІВ

(ім'я та прізвище)

Керівник: Дмитро РУБАН

(ім'я та прізвище)

ДУБЛЯНИ 2023

УДК 621.113

Герасимів І.О. Розробка передньої ресорної підвіски автомобіля вантажопідйомністю 15 т. Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування. 2023. 55 с.

Табл. 8; рис. 13; бібліогр. джерел 19.

У кваліфікаційній роботі описано вимоги та призначення до конструкції підвісок, а також наведена класифікація підвісок. Зроблено опис конструкції, у складі ресорної підвіски та телескопічного амортизатора. Проведено розрахунок на міцність напівепілептичної ресори. Визначено основні конструктивні розміри та температуру нагрівання телескопічного амортизатора.

Проведені дослідження зміни товщини штаби, максимального напруження згину та зміна радіусів корінних листів, а залежності від довжини та товщини листа ресори.

В розділі «Охорона праці» досліджено шкідливі та небезпечні фактори під час експлуатації автомобіля, а також правила пожежної безпеки у транспортному засобі та біля нього, а також, правильність розташовування місця водія по ергономічним вимогам.

У економічній частині було оцінено економічну ефективність конструкції передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 тон.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
Розділ 1	
ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ’ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1. Призначення, вимоги до конструкції та класифікація підвісок	7
1.2. Опис конструкції	10
Висновки до розділу	13
РОЗДІЛ 2	
ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	14
2.1. Напівеліптична листова ресора	14
2.2. Розрахунок амортизатора	21
Висновок до розділу	26
РОЗДІЛ 3	
КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА	27
3.1. Дослідження ефективності підвіски.....	27
Висновок до розділу	31
РОЗДІЛ 4	
ОХОРОНА ПРАЦІ	32
4.1. Призначення та стан транспортного засобу	32
4.2. Шкідливі та небезпечні фактори, які виникають під час експлуатації	32
4.3. Пожежна безпека.....	33
4.4. Ергономічні вимоги до облаштування місця водія	39
Висновок до розділу	43
РОЗДІЛ 5	
ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	44
5.1. Оцінка економічної ефективності розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т	44
Висновок до розділу.....	52
ВИСНОВКИ.....	53
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	54

ВСТУП

Автомобільний транспорт є важливою складовою економічного розвитку суспільства. Під час кермування автомобільним транспортом, як легковим так і вантажним, при незадовільному технічному стані стається багато дорожньо-транспортних пригод (ДТП), які можуть призвести до погіршення стану здоров'я, загибелі людей, а також фінансових втрат. Вони виникають з багатьох причин, серед яких є як людський, так і технічний (відмова вузлів та агрегатів та ін.).

Разом з цим, відсутнє узагальнення аналізу аварійності та особливості її виникнення залежно від технічного стану автомобіля. Аналіз цих впливів на аварійність є актуальною науково-технічною задачею.

У сучасному світі вантажний транспортний засіб відіграє важливу роль у розвитку торговельних і зовнішньоекономічних відносин. Велика частка перевезень всередині країни і значна частина міжнародних перевезень здійснюється з допомогою вантажних ТЗ.

Важко навіть уявити сучасний світ без вантажного ТЗ, усі продукти привезені тим чи іншим вантажним автомобілем впливають на розвиток країн. Статистика стверджує, що кожного дня автомобілі перевозять до 70 кг вантажу для кожного жителя Європи, з'єднуючи цілий ланцюг постачальників і споживачів по всьому світу і забезпечуючи безперервну систему транспортування.

В такий непростий для жителів України час, вантажні автомобілі відіграють не менш важливу роль, доставляючи гуманітарну допомогу, та у деяких випадках рятують життя, надаючи медичну допомогу.

У наші дні автомобілі на ресорних підвісках практично не застосовується, однак вона має досить багато позитивних якостей. Ресора сприймає не тільки вертикальне навантаження, а й інші сили (поздовжні при розгоні і гальмуванні, бічні - при повороті). При використанні ресор відпадає необхідність в різних важелях і реактивних штангах.

РОЗДІЛ 1

ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Призначення, вимоги до конструкції та класифікація підвісок

Підвіска - це сумарна кількість пристроїв, що виконує пружний зв'язок між несучою системою і мостами або колесами автомобіля. Вона призначена для забезпечення загасання їх коливань при незмінному або малозмінному взаємному положенні коліс і несучої системи в поздовжньому і поперечному напрямках, зменшення динамічних навантажень на несучу систему і колеса, а також в разі необхідності для регулювання положення кузова [10].

До підвіски та її елементів встановлюються такі вимоги [10]:

1. пружна характеристика підвіски має забезпечувати відсутність ударів в обмежувачі ходу, високу плавність ходу стабілізацію кузова в поздовжній і поперечній площинах, тобто опиратися кренам при повороті, "кльованню" при гальмуванні та "присіданню" при розгоні автомобіля;

2. кінематична схема повинна забезпечувати мінімальну зміну або стабільність колії та кутів установки керованих коліс і шворнів, а також, щоб запобігти виникненню коливань керованих коліс навколо шворнів відповідність кінематики переміщення коліс кінематиці кермового приводу, запобігає виникненню коливань керованих коліс навколо шворнів.

3. забезпечувати стійкість та керованість машини, його продуктивність та економічність, оптимальну величину загасання коливань кузова і коліс, від якої в значній мірі залежить висока плавність ходу;

4. здійснювати надійну передачу від коліс на раму поздовжніх і поперечних зусиль та моментів або на кузов;

5. мати малу власну масу та забезпечувати можливість зменшувати масу непідресорених частин підвищенням плавності ходу.

За призначенням частини підвіски діляться на види:

Пружні елементи, що включають стабілізатор поперечної стійкості, які знижують рівень динамічних навантажень, що виникають при русі

транспортного засобу; напрямні пристрої, що забезпечують практично вертикальне переміщення і в найбільшій мірі обмежують горизонтальне переміщення коліс відносно кузова; демпфуючі пристрої, які знижують амплітуду коливань коливних мас [10].

За типом пружного елементу підвіски поділяються на:

- Металеві (ресорні, пружинні, торсійні);
- Неметалеві (гумові, пневматичні);
- Комбіновані (поєднання різних типів пружних елементів та гідропневматичні).

Листові ресори є зручними у експлуатації, простими у виготовленні, поєднують в собі функції напрямного пристрою і пружного елементу, однак мають значні недоліки, такі як: високу металоємність, спонукають значну невіднесену масу, в результаті наявності міжлистового тертя не забезпечують високої плавності ходу, мають малий термін служби. Питома

запасена потенційна енергія листової ресори $E_n = \frac{\sigma^2}{6E}$, а пружини або

торсіона $E_n = \frac{\tau^2}{4G}$. Якщо врахувати, що для сталі $G = 0,385E$ то при рівності

напружень $\sigma = \tau$ запасена енергія одиниці об'єму листової ресори в 4 рази менша ніж у витій циліндричній пружини або торсіона [10].

Плюсом ресорної підвіски є простота її конструкції, що сприяє дешевизні і високій ступеню надійності. Використання ресор дозволяє відмовитися від включення в компоновку різних втулок, штанг (реактивних), важелів і тому подібних елементів. Крім того, ресори чудово переносять перевантаження і рух по розбитим дорогам [10].

Ще один пункт в активі ресорної підвіски - її універсальність. Адже дане компонування в змозі гасити не тільки вертикально спрямовані навантаження, але також поздовжнього типу, що виникають під час гальмування або розгону, і бічні, що діють на неї в поворотах [10].

Крім того, ресори досить компактні. На відміну від пружин, вони містяться внизу, що звільняє від необхідності жертвувати частиною

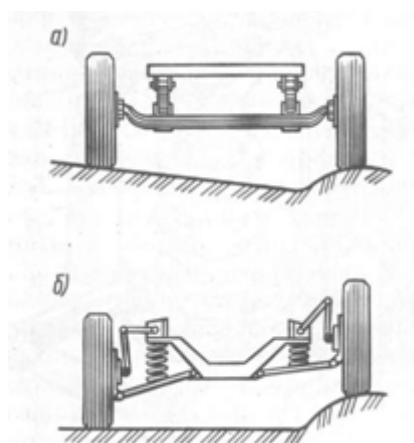
вантажної площі багажного відсіку. Це досить актуально для вантажопасажирських моделей. Та й збільшення довжини самих ресор їх можна зробити досить м'якими [10].

Недоліки листової ресори є перевагами витої циліндричної пружини і торсіона. Основним недоліком пружинної та торсійної підвісок є необхідність експлуатації автономного напрямного пристрою, що ускладнює їх конструкцію і значною мірою знижує їх перевагу в металоємності [10].

Гумові пружні елементи експлуатуються, в основному, як допоміжних. Використання їх як основних пружних елементів підвіски обмежене через недостатність робочого ходу [10].

Пневматичні та гідروпневматичні пружні елементи експлуатуються в регульованих підвісках. Їх основні переваги - це придатність до регулювання висоти положення кузова та забезпечення нелінійності характеристики підвіски, що дозволяє отримувати однаково високу плавність ходу при різному завантаженні транспортного засобу. Основний мінус таких пружних елементів - постійна витрата їх робочого тіла - стиснутого повітря, на що потребується додаткова витрата енергії двигуна. У великовантажних транспортних засобах використовуються нерегульовані гідропневматичні пружні елементи, основною перевагою яких є мала питома металоємність [10].

За типом напрямного пристрою підвіски діляться на залежні і незалежні.



a – залежна, *б* – незалежна.

Рисунок 1.1 – Підвіска автомобіля

Характерною ознакою залежної підвіски є наявність жорсткої балки, що зв'язує між собою колеса однієї осі, через що, переміщення одного колеса передається іншому [10].

В незалежній підвісці безпосередній зв'язок між колесами однієї вісі відсутній, в результаті чого кожне колесо переміщується незалежно одне від другого. Демпфуюча дія в підвісці забезпечується в основному амортизаторами, що можуть бути односторонньої або двосторонньої дії. Амортизатори односторонньої дії гасять коливання тільки при ході відбою. Амортизатори двосторонньої дії гасять коливання як при ході відбою, так і при ході стиску, однак виконуються в більшості випадків несиметричними, - з більшим коефіцієнтом опору на ході відбою. За конструктивним виконанням амортизатори бувають телескопічні та важільні [10].

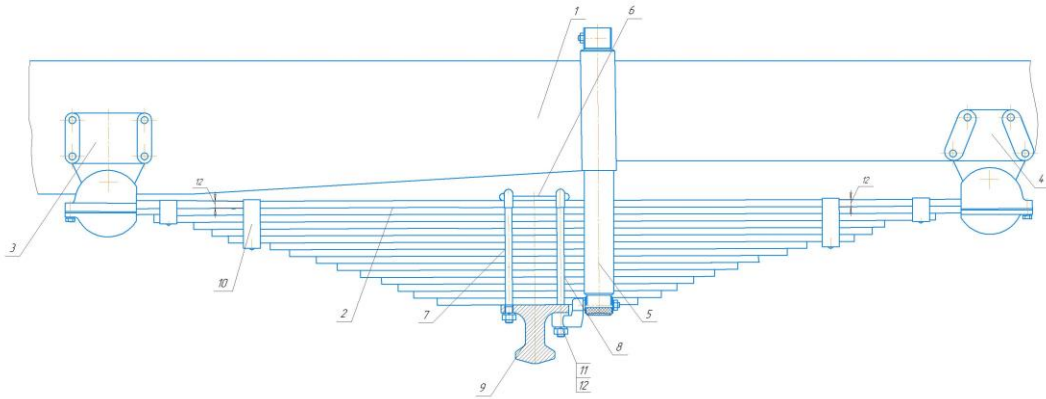
1.2 Опис конструкції

На двох поздовжніх напівеліптичних ресорах виконана передня підвіска транспортного засобу. Ресори встановлені на гумових подушках в кронштейнах рами машини і працюють спільно з двома телескопічними гідравлічними амортизаторами.

При установці ресори в подушки і затягуванні кришок слід випрямляти ресору, застосовуючи домкрат або спеціальне пристосування.

Під час руху транспортного засобу по дорозі з нерівностями, виникають коливання кузова, які діють певний час після наїзду колеса на перешкоду. Щоб погасити ці коливань у конструкції підвіски ставлять телескопічний амортизатор.

Робота його ґрунтується на опорі перетікання спеціальної рідини, яка міститься в його їх порожнинах й перетікає із однієї порожнини в іншу в разі зміни їх об'ємів. Телескопічні амортизатори мають двосторонню дію, тобто гасять коливання підвіски під час ходів стискання й віддачі.



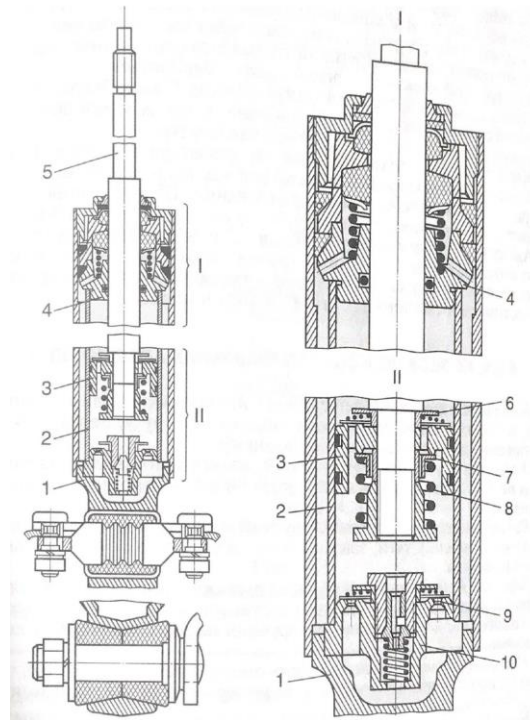
1 – рама автомобіля; 2 – листи ресори в зборі; 3 – передній кронштейн; 4 – задній кронштейн; 5 - амортизатор; 6 - підкладка; 7 – стрем’янка передня; 8 – стрем’янка задня; 9 – підкладка стрем’янок; 10 – серга; 11 – шайба; 12 – гайка;

Рисунок 1.2 – Передня підвіска вантажного автомобіля

Телескопічний амортизатор (рис. 1.3) складається з трьох частин: циліндра 2 з днищем 1, поршня 3 зі штоком 5 і прямої втулки 4 з ущільненнями. Циліндр амортизатора з’єднано з важелем підвіски або з кожухом моста, а шток - із кузовом транспортного засобу, в результаті чого поршень амортизатора переміщується всередині циліндра при коливаннях підвіски відносно кузова.

У поршні 3 влаштовано два ряди наскрізних отворів, закритих зверху перепускним клапаном 6, а знизу - клапаном 7 віддачі з сильною пружиною 8. У днищі 1 циліндра є клапан стискання 10 й випускний клапан 9. Внутрішню порожнину циліндра заповнено амортизаторною рідиною.

Особливість телескопічного амортизатора в тому, що у ньому є компенсаційна камера у вигляді другого циліндра, який охоплює робочий циліндр 2. Додатковий простір цієї камери призначається для компенсації зміни об’єму рідини в робочому циліндрі з обох боків поршня. Ця зміна відбувається через переміщення підвіски.



1 – днище циліндра; 2 – циліндр; 3 – поршень; 4 – напрямна втулка; 5 – шток;
6 – перепускний клапан; 7 – клапан віддачі; 8 – пружина; 9 – впускний
клапан; 10 – клапан стискання.

Рисунок 1.3 – Телескопічний амортизатор.

Під час плавного ходу стискання підвіски поршень 3 амортизатора переміщується вниз, і рідина з нижньої порожнини перетікає через перепускний клапан 6 і простір над поршнем. Оскільки в цьому просторі розміщено шток 5, що займає певний об'єм, вся рідина із нижньої порожнини робочого циліндра 2 не може вміститися у верхній порожнині. Тому частина з нижньої порожнини перетікає через калібрований отвір клапана стискання 10 у компенсаційну камеру. При цьому клапан стискання залишається закритим амортизатор чинить необхідний опір переміщенню підвіски в разі її стискання.

Під час різкого ходу стискання поршень 3 переміщується дуже швидко вниз, тиск рідини під ним миттєво зростає, в результаті чого відкривається клапан стискання 10 і рідина перетікає через відкритий великий переріз клапана в камеру. Опір амортизатора різко зменшується. Цим амортизатор і деталі підвіски захищаються від великих зусиль, які виникають у разі різкого стискання підвіски під час руху по поганій дорозі.

Коли віддача підвіски плавна, амортизатор розтягується, оскільки його поршень з переміщується вгору. При цьому тиск рідини над поршнем зростає, перепускний клапан 6 закривається, а рідина починає перетікати крізь внутрішній ряд отворів у поршень 3 й через кільцевий зазор між закритим клапаном віддачі 7 і його напрямною втулкою у простір над поршнем. Водночас відкривається клапан 9, і рідина з компенсаційної камери перетікає в циліндр.

За різкої віддачі швидкість руху поршня 3 зростає, що створює досить великий тиск рідини над поршнем. Під дією цього тиску клапан віддачі 7 відкривається, й рідина з меншим опором перетікає в надпоршневий простір. Другий потік надходження рідини в циліндр через впускний клапан 9 за різкої віддачі зберігається.

Отже, клапан віддачі розвантажує підвіску й амортизатор від великих зусиль під час різких в, а також у разі зростання в'язкості рідини внаслідок зниження температури.

Характеристика телескопічного амортизатора має бути така, щоб зусилля переміщення підвіски під час ходу і було в 2...3 рази більше, ніж під час ходу стискання. Цього досягають, добираючи переріз отворів клапанів і силу стискання їхніх пружин.

Амортизатори для передньої та задньої підвісок одного й того самого транспортного засобі не дуже відрізняються, але можуть різнитися довжиною і ходом штоків, а також конструкцією кріплення амортизатора до деталей підвіски та кузова.

Висновок до розділу

У цьому розділі розглянуто основні класифікації підвісок транспортних засобів. Описано вимоги та призначення до конструкції підвісок. А також зроблено опис конструкції, у складі ресорної підвіски та телескопічного амортизатора.

РОЗДІЛ 2

ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Напівеліптична листова ресора

На основі даних використання можна твердити, що порівняно із втомною міцністю значно більший вплив на міцність пружних елементів мають максимальні вертикальні навантаження. Тому пружні елементи розраховують на міцність під дією цих навантажень. Матеріал для виготовлення пружних елементів - сталі 55ГС, 55С2, 60С2.

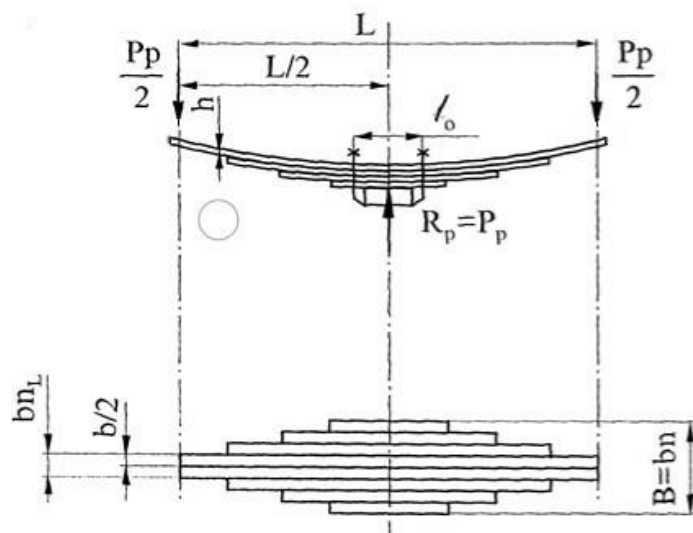


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема листової ресори.

На рис. 2.1 прийняті такі позначення: L - довжина ресори; b , h - відповідно ширина та товщина листа ресори; n_L , n - відповідно кількість корінних та загальна кількість листів ресори; l_0 - відстань між осями стрем'янок; B - ширина еквівалентної листової ресори [10].

Напівеліптичні листові ресори експлуатуються в залежних підвісках. Необхідна жорсткість ресори C_p , встановленої на транспортному засобі, рівна жорсткості підвіски C_n в статичному стані, яка розраховується за формулою (2.1.1) Жорсткість ресори у вільному стані пов'язана із жорсткістю встановленої на транспортному засобі ресори залежністю [10]:

$$C_p = \frac{C'_p}{k_{p1} \cdot k_{p2}}, \quad (2.1)$$

де k_{p1} – коефіцієнт, який залежить від конструкції кріплення ресори до балки моста транспортного засобу; k_{p2} – коефіцієнт, який залежить від конструкції кріплення ресори до рами або кузова транспортного засобу.

$$C_p = \frac{223,3}{1,039 \cdot 1} = 214,9 \text{ Н/мм}$$

Коефіцієнти k_{p1} і k_{p2} показують наскільки збільшується жорсткість ресори при установці її на транспортному засобі. Для визначення коефіцієнта k_{p1} використовується емпірична формула [10]

$$k_{p1} = \frac{1}{1 - \psi \cdot \frac{l_o}{L}}, \quad (2.2)$$

де ψ - коефіцієнт, рівний 0,4...0,6 при жорсткому кріпленні ресори до балки моста.

$$k_{p1} = \frac{1}{1 - 0,6 \cdot \frac{106,98}{1700}} = 1,039$$

Коефіцієнт k_{p2} залежить головним чином від способу установки серги: $k_{p2} = 1$ при вертикальній установці серги, $k_{p2} = 1,1$ при установці серги під кутом 30° до вертикалі [10].

Довжину ресори, зазвичай, обирають із компонованих міркувань. Приблизно приймають для передніх ресор вантажних транспортних засобах $L = (0,25...0,35) L_a$. При виборі довжини ресори необхідно прийняти до уваги, що при великій довжині ресори легше узгодити кінематику кермового приводу і підвіски. А також, збільшення довжини ресори призводить до пом'якшення підвіски. Проте, збільшення довжини ресори при одночасному збереженні її жорсткості викликає необхідність потовщення листів ресори, що призводить до зменшення середніх напружень в листах ресори і збільшення її маси [10].

Необхідний сумарний момент інерції центрального перерізу ресори, при якому забезпечується її жорсткість, визначається із виразу [10]:

$$I = \frac{\delta \cdot C_p \cdot L^3}{48E} \quad (2.3)$$

де δ - коефіцієнт прогину ресори.

$$I = \frac{1,35 \cdot 214,9 \cdot 1700^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 130928,03 \text{ мм}^4$$

Коефіцієнт прогину залежить головним чином від конструктивної форми кінців листів ресори та числа листів однакової довжини. Для ресори рівного опору згину $\delta = 1,5$, в реальних ресорах $\delta = 1,45$. В ресорах з прямими обрубаними кінцями листів коефіцієнти прогину рівні: при одному корінному листі $\delta = 1,4$, при двох корінних листах $\delta = 1,35$, при трьох листах однакової довжини $\delta = 1,25$. В ресорах з відтягнутими кінцями листів коефіцієнт прогину збільшується на 4...5% [10].

Сумарний момент опору центрального перерізу ресори, при якому забезпечуються рекомендовані значення середніх напружень під дією статичного навантаження, визначається із виразу [10]:

$$W = \frac{P_{cm} \cdot L}{4\sigma_m} = \frac{C'_{cm} \cdot f_{cm} \cdot L}{4\sigma_m} \quad (2.4)$$

де σ_m - середні напруження в листах ресори під дією статичного навантаження.

$$W = \frac{223,3 \cdot 111,111 \cdot 1700}{4 \cdot 466,66} = 22596,13 \text{ мм}^3$$

Середні напруження залежать від прогину ресори під дією статичного навантаження навантаженого транспортного засобу [10]

$$\sigma_m = (200 \dots 300) + 1,5 f_{cm} = 300 + 1,5 \cdot 111,111 = 466,66 \text{ МПа}$$

В багатолистовій ресорі з листами однакової товщини [10]:

$$I = n \cdot \frac{\sigma \cdot h^3}{12}, \quad W = n \cdot \frac{\sigma h^2}{6} \quad (2.5)$$

$$I = 15 \cdot \frac{100 \cdot 12^3}{12} = 216000 \text{ мм}^4; \quad W = 15 \cdot \frac{100 \cdot 12^2}{6} = 36000 \text{ мм}^3$$

Виходячи із попередніх формул, отримаємо залежність для визначення товщини листа [10]:

$$h = \frac{2I}{W}, \text{ або } h = \frac{\delta \cdot L^2 \cdot \sigma_m \cdot C_p}{6E \cdot f_{cm} \cdot C'_p} \quad (2.6)$$

$$h = \frac{2 \cdot 130928,03}{22596,13} = 11,58 \approx 12 \text{ мм}$$

Величина h заокруглюється до найближчого стандартного значення. Далше необхідно підбором, використовуючи формули (2.4) визначити кількість листів ресори і їх ширину, виходячи із вимоги забезпечення необхідних значень величин I та W , розрахованих за формулами (2.2) і (2.3). При цьому слід вважати що, кількість листів ресори в більшості випадків становить 6...14, хоча може бути зменшено до 3...5 в легких автомобілях і збільшено до 20 у вантажних автомобілях великої вантажності. При зменшенні числа листів зменшується міжлистова тертя, а значить підвищується плавність ходу, однак разом з тим зменшується металоємність ресори [10].

При числі листів ресори більшому 10 необхідно передбачити конструктивні міри по посиленню корінного листа, тому що його міцність може виявитись недостатньою [10].

Відношення ширини листа до товщини b/h рекомендується брати в межах 6...10. При більшому значенні цього відношення, що інколи зустрічається, можуть при роботі ресори виникати мембранні напруження, що небажано. При виборі товщини h та ширини b листів ресори необхідно користуватись сортаментом ресорних штаб, установленим ДСТУ Б В.2.5-58:2011 [10] (табл. 2.1.1) [10].

Таблиця 2.1 – Сортамент автомобільних ресорних штаб

Ширина штаби, мм	Товщина штаби, мм											
	5	6	6,5	7	7,5	8	9	10	11	12	14	16
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
45	×	×	×	×								
55	×	×	×	×	×	×	×	×	×			
65	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×		
75				×		×	×	×	×	×		

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
90						×	×	×		×	×	
100							×	×		×	×	×
120							×	×		×	×	×
150												×

Спроектована ресора перевіряється на міцність під дією максимальних вертикальних та горизонтальних навантажень [10].

Максимальні напруження згину, виникають при максимальному динамічному прогині ресори [10]:

$$\sigma_{\max} = \frac{6Eh(f_{cm} + f_d)}{\delta \cdot L^2} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,45 \cdot 1700^2} = 801,8 \text{ МПа} \quad (2.7)$$

Для сталей 55ГС, 55С2, 60С2, з яких виробляють листи ресори, напруження згину не повинні бути більшими за 900 МПа [10].

Із збільшенням висоти центру мас і зменшенням бази автомобіля коефіцієнт m_r для передньої осі збільшується, а для задньої – зменшується [10].

Вказані сумарні максимальні напруження не повинні перевищувати 350 МПа. У випадку перевищення допустимих напружень необхідно намітити заходи по посиленню корінного листа шляхом використання накладного вушка, або ще одного листа, рівного по довжині корінному [10].

Для того щоб частково розвантажити корінний лист від вертикального навантаження, який крім цього навантаження сприймає горизонтальне і скручуюче навантаження, а також для забезпечення щільного прилягання листів один до одного, при виготовленні листам надають різну кривину. Тому після стягування листів до їх повного прилягання при складанні ресори в листах виникають попередні напруження в корінних - до - 30...40 МПа, в підкорінних - 0...10 МПа, інших – 10...40 МПа. По мірі віддалення листів ресори від корінного попередні складальні напруження в них задаються більшими за винятком найнижчого листа, в якому із-за наявності місцевих стискуючих напружень задають менше значення. Виходячи із назначених

складальних напружень в листах ресори, їх радіуси у вільному стані визначають за формулою [10]:

$$\frac{1}{R_n} = \frac{1}{R_0} + \frac{2\sigma_0}{E \cdot h}, \text{ або } R_n = \frac{E \cdot h}{E \cdot h + 2\sigma_0} \cdot R_0 \quad (2.8)$$

де R_n, R_0 – радіуси відповідно листів у вільному стані і зібраної ресори; σ_0 – складальні напруження в листах зібраної ресори.

$$R_1 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot (-40) \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 3135,89 \text{ мм}$$

$$R_2 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 0 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2851,97 \text{ мм}$$

$$R_3 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 10 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2788,84 \text{ мм}$$

$$R_4 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 20 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2728,45 \text{ мм}$$

$$R_5 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 30 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2670,62 \text{ мм}$$

$$R_6 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 40 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2615,19 \text{ мм}$$

$$R_7 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 10 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2788,84 \text{ мм}$$

$$R_8 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 20 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2728,45 \text{ мм}$$

$$R_9 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 30 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2670,62 \text{ мм}$$

$$R_{10} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 40 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2615,19 \text{ мм}$$

$$R_{11} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 10 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2788,84 \text{ мм}$$

$$R_{12} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 20 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2728,45 \text{ мм}$$

$$R_{13} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 30 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2670,62 \text{ мм}$$

$$R_{14} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 40 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2615,19 \text{ мм}$$

$$R_{15} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 10 \cdot 2851,97} \times 2851,97 = 2788,84 \text{ мм}$$

Радіус зібраної ресори у вільному стані, коли вона при повному статичному навантаженні займає випрямлене положення [10]:

$$R_0 = \frac{L^2}{8(f_{cm} + Y_p)} = \frac{1700^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2851,97 \text{ мм}; \quad (2.9)$$

де Y_p – величина залишкової деформації ресори після усадки, орієнтовно $Y_p \approx (0,05 \dots 0,07)(f_{cm} + f_\delta)$.

При визначенні довжин листів ресори приймають, що її форма близька до трапецеподібна балки рівного опору згину.

В цьому випадку різниця в довжинах двох сусідніх листів ресори визначається за формулою [10]:

$$\Delta L = \frac{L - L_n}{n - n_L} = \frac{1700 - 400}{15 - 2} = 100 \text{ мм} \quad (2.10)$$

де L_n – довжина найнижчого листа, $L_n = 400$ мм.

Довжина корінного листа і рівних йому по довжині $L_1 = L_2 = \dots L_L = L$, а наступних листів $L_{L+1} = L - \Delta L$, $L_{L+2} = L - 2\Delta L$ і т.д.

$$\begin{aligned} L_1 &= L_2 = 1700 \text{ мм} \\ L_3 &= 1700 - 100 = 1600 \text{ мм} \\ L_4 &= 1700 - 2 \cdot 100 = 1500 \text{ мм} \\ L_5 &= 1700 - 3 \cdot 100 = 1400 \text{ мм} \\ L_6 &= 1700 - 4 \cdot 100 = 1300 \text{ мм} \\ L_7 &= 1700 - 5 \cdot 100 = 1200 \text{ мм} \\ L_8 &= 1700 - 6 \cdot 100 = 1100 \text{ мм} \\ L_9 &= 1700 - 7 \cdot 100 = 1000 \text{ мм} \\ L_{10} &= 1700 - 8 \cdot 100 = 900 \text{ мм} \\ L_{11} &= 1700 - 9 \cdot 100 = 800 \text{ мм} \\ L_{12} &= 1700 - 10 \cdot 100 = 700 \text{ мм} \\ L_{13} &= 1700 - 11 \cdot 100 = 600 \text{ мм} \\ L_{14} &= 1700 - 12 \cdot 100 = 500 \text{ мм} \\ L_{15} &= 1700 - 13 \cdot 100 = 400 \text{ мм} \end{aligned}$$

Радіус вигину кожного листа ресори у вільному стані [10]:

$$f_{en} = \frac{L_n^2}{8 R_n} \quad (2.11)$$

$$f_1 = \frac{1700^2}{8 \cdot 3135,88} = 115,2 \text{ мм}$$

$$f_2 = \frac{1700^2}{8 \cdot 2851,97} = 126,7 \text{ мм}$$

$$f_3 = \frac{1600^2}{8 \cdot 2788,84} = 114,7 \text{ мм}$$

$$f_4 = \frac{1500^2}{8 \cdot 2728,45} = 103,1 \text{ мм}$$

$$f_5 = \frac{1400^2}{8 \cdot 2670,62} = 91,7 \text{ мм}$$

$$f_6 = \frac{1300^2}{8 \cdot 2615,19} = 80,8 \text{ мм}$$

$$f_7 = \frac{1200^2}{8 \cdot 2788,84} = 64,5 \text{ мм}$$

$$f_8 = \frac{1100^2}{8 \cdot 2728,45} = 55,4 \text{ мм}$$

$$f_9 = \frac{1000^2}{8 \cdot 2670,62} = 46,8 \text{ мм}$$

$$f_{10} = \frac{900^2}{8 \cdot 2615,19} = 38,7 \text{ мм}$$

$$f_{11} = \frac{800^2}{8 \cdot 2788,84} = 28,7 \text{ мм}$$

$$f_{12} = \frac{700^2}{8 \cdot 2728,45} = 22,4 \text{ мм}$$

$$f_{13} = \frac{600^2}{8 \cdot 2670,62} = 16,8 \text{ мм}$$

$$f_{14} = \frac{500^2}{8 \cdot 2615,19} = 11,9 \text{ мм}$$

$$f_{15} = \frac{400^2}{8 \cdot 2788,84} = 7,2 \text{ мм}$$

2.2 Розрахунок амортизатора

Розрахунок амортизатора включає в собі побудову його характеристики, визначення основних конструктивних розмірів та температури нагріву.

Характеристики амортизатора - це залежність сили опору амортизатора від швидкості переміщення його частин, що рухаються. Характеристика несиметричного амортизатора показана на рис. 2.2 [10].

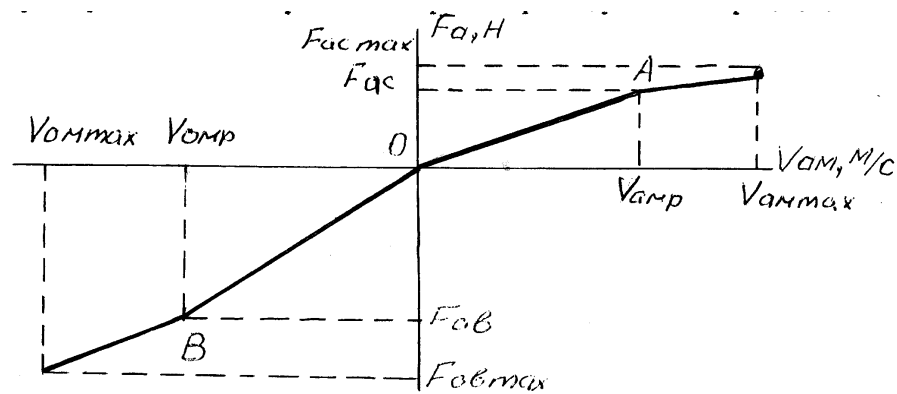


Рисунок 2.2 – Характеристика несиметричного амортизатора.

На рис. 2.2.1 прийняті такі позначення: А, В - точки характеристики, які відповідають відкриванню розвантажувальних клапанів відповідно при ході стиску та віддачі; $V_{ам}$ - швидкість поршня амортизатора відносно його корпусу; $V_{амр}$ - значення швидкості $V_{ам}$ при відкриванні розвантажувальних клапанів, $V_{амр} = (0,25...0,30) м/с$; $V_{амmax}$ - максимальна швидкість $V_{ам}$, $V_{амmax} = 0,5 м/с$; F_a - сила опору, створена амортизатором; F_{ac}, F_{av} - значення сили F_a при відкриванні розвантажувальних клапанів відповідно при ході стиску та віддачі; F_{acmax}, F_{avmax} - максимальні значення сили F_a відповідно при ході стиску та віддачі [10].

Коефіцієнт опору амортизатора під час ходу віддачі до відкривання розвантажувального клапана, що пропорційний тангенсу кута нахилу прямої ОВ до осі абсцис, обраховується із нерівності [6]:

$$k_v \cdot V_{амм} \leq \frac{M_{ni}}{2} \cdot j_v \quad \text{або} \quad k_v \leq \frac{M_{ni}}{2V_{амм}} j_v, \quad (2.12)$$

де M_{ni} - підресорена маса, що припадає на підвіску і-ї осі; j_v - вертикальне прискорення підресореної маси, створене зусиллям амортизатора при ході віддачі, яке відповідає відкриванню розвантажувального клапана

$$k_v \leq \frac{2200}{2 \cdot 0,25} \cdot 4 = 17600 \frac{Н \cdot с}{м}$$

$$j_v = (2,5...4,0) м/с^2$$

Коефіцієнт опору амортизатора при ході віддачі після відкривання розвантажувального клапана k'_e , що пропорційний тангенсу кута нахилу прямої BD до осі абсцис, обраховується із нерівності [6]:

$$k_e \cdot V_{amp} + k'_e (V_{аммакс} - V_{амм}) \leq \frac{M_{ni}}{2} j_{e\max} \text{ або } k'_e \leq \frac{M_{ni} \cdot j_{e\max} - 2k_e \cdot V_{амм}}{2(V_{аммакс} - V_{амм})} \quad (2.13)$$

де $j_{e\max}$ - максимальне вертикальне прискорення підресореної маси, створюване зусиллям амортизатора при ході віддачі, яке відповідає допустимому значенню по умові забезпечення достатньої плавності ходу $j_{e\max} = 5 \text{ м/с}^2$.

$$k'_e \leq \frac{2200 \cdot 5 - 2 \cdot 17600 \cdot 0,25}{2 \cdot (0,5 - 0,25)} = 4400 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

Дійсний коефіцієнт опору амортизатора [6]:

$$k_{\text{вд}} = k_e \cdot u_n^2 \quad (2.14)$$

$$k_{\text{вд}} = 17600 \cdot 1,0^2 = 17600 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

$$k'_{\text{вд}} = 4400 \cdot 1,0^2 = 4400 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

В несиметричному амортизаторі зусилля, що розвивається при ході стиску, менше від зусилля, що розвивається при ході віддачі. Це описується намаганням зменшити силу, яка передається через амортизатор на кузов при наїзді колеса на перешкоду. У відповідності із цим вибирається співвідношення між коефіцієнтами опору амортизатора при ходах стиску та віддачі:

$$\frac{k_c}{k_e} = 0,15 \dots 0,25$$

$$k_{\text{сд}} = 17600 \cdot 0,24 = 4224 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

$$k'_{\text{сд}} = 4400 \cdot 0,24 = 1056 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$$

Найбільші зусилля амортизатора до відкривання розвантажувальних клапанів відповідно при ходах віддачі та стиску [6]:

$$F_{\text{ав}} = k_{\text{вд}} V_{amp}, \quad F_{\text{ас}} = k_{\text{сд}} \cdot V_{amp} \quad (2.15)$$

$$F_{ав} = 17600 \cdot 0,25 = 4400 \frac{H \cdot c}{M}$$

$$F_{ac} = 4400 \cdot 0,25 = 1100 \frac{H \cdot c}{M}$$

Максимальні зусилля амортизатора відповідно при ходах віддачі та стиск [10]

$$F_{ав\max} = F_{ав} + k'_{\delta} (V_{ам\max} - V_{амр}) = 4400 + 4400 \cdot (0,5 - 0,25) = 5500 \text{ Н}$$

$$F_{ac\max} = F_{ac} + k_{\delta} (V_{ам\max} - V_{амр}) = 1100 + 4224 \cdot (0,5 - 0,25) = 2156 \text{ Н}$$

По розрахованих значеннях максимальних зусиль амортизатора обраховуються необхідні площі поршня амортизатора A_n та його штока $A_{ш}$ [6]:

$$A_{ш} = \frac{F_{ac\max}}{P_{с\max}} = 2156 / 5 = 431,2 \text{ мм}^2 \quad (2.16)$$

де $P_{с\max}$, $P_{\epsilon\max}$ - максимальні тиски робочої рідини в амортизаторі відповідно при ходах стиску та віддачі.

$$A_n = \frac{F_{ав\max}}{P_{\epsilon\max}} + A_{ш} = 5500 / 5 + 431,2 = 1531,2 \text{ мм}^2$$

$$P_{с\max} \approx P_{\epsilon\max} = 2,5 \dots 5,0 \text{ МПа}$$

Виходячи із розрахованих значень площ поршня і штока, визначаються їх діаметри d_n і $d_{ш}$. При цьому повинно задовольнятися співвідношенням між діаметрами $d_{ш} = (0,4 \dots 0,5) d_n$, властиве реальним конструкціям амортизаторів.

Діаметри штока та поршня амортизатора [6]:

$$d_{ш} = 2 \sqrt{\frac{A_{ш}}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{431,2}{3,14}} = 23,43 \approx 24 \text{ мм}$$

$$d_n = 2 \sqrt{\frac{A_n}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{1531,2}{3,14}} = 44,16 \approx 45 \text{ мм}$$

Конструктивна довжина амортизатора:

$$L_a = (3 \dots 5) \cdot d_n = 5 \cdot 45 = 225 \text{ мм}$$

Приймаємо $L_a=230$ мм

Граничний хід штока при установці амортизатора вертикально до осі підвіски:

$$f_u = f = 1$$

Конструктивна довжина амортизатора є більшою за граничний хід штока.

Площі каліброваних прохідних отворів перепускних клапанів стиску і віддачі [6]:

$$A_{kc} = 10^{-3} \frac{A_u^2}{k_{сд} \cdot \mu_0} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot p_c}{2}} = 10^{-3} \cdot \frac{431,2^2}{4224 \cdot 0,75} \cdot \sqrt{\frac{900 \cdot 2,55}{2}} = 1,988 \text{ мм}^2 \quad (2.17)$$

де μ_0 - коефіцієнт витрати, $\mu_0=0,6\dots0,75$; γ - густина робочої рідини, $\gamma=900$ кг/м³; p_c, p_e - тиски робочої рідини в амортизаторі, при яких відкриваються розвантажувальні клапани відповідно при ходах стиску і віддачі.

$$A_{ke} = 10^{-3} \frac{(A_n - A_u)^2}{k_{сд} \cdot \mu_0} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot p_e}{2}} = 10^{-3} \cdot \frac{(1531,2 - 431,2)^2}{17600 \cdot 0,75} \cdot \sqrt{\frac{900 \cdot 4}{2}} = 3,889 \text{ мм}^2$$

Тиски p_c, p_e розраховуються за формулами [6]:

$$p_c = \frac{F_{ac}}{A_u}, \quad p_e = \frac{F_{ae}}{A_n - A_u} \quad (2.18)$$

$$p_c = 1100 / 431,2 = 2,55 \text{ МПа}$$

$$p_e = 4400 / (1531,2 - 431,2) = 4 \text{ МПа}$$

Температура нагріву стінок амортизатора [6]:

$$t = \frac{N_0}{k_r A_\sigma} + t_0 \quad (2.19)$$

де N_0 - потужність, яка поглинається амортизатором; A_σ - площа бокової поверхні амортизатора; k_r - коефіцієнт тепловіддачі бокової поверхні у навколишнє середовище, $k_r=60$ Вт/м²·°C; t_0 - температура навколишнього середовища, в розрахунках приймається $t_0 = 20^\circ \text{C}$.

$$t = \frac{682}{60 \cdot 0,43539} + 20 = 46,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

тобто менша допустимої температури нагріву рівної 100°C .

Потужність, що поглинається амортизатором, визначається за формулою [6]:

$$N_0 = 0,5 \cdot (k_{co} + k_{eo}) \cdot V_{am}^2 \quad (2.20)$$

$$N_0 = 0,5 \cdot (4224 + 17600) \cdot 0,25^2 = 682 \text{ Вт}$$

При розрахунку потужності приймається $V_{am} = 0,2 \dots 0,25$ м/с.

Площа бокової поверхні амортизатора (для випадку двотрубного амортизатора) [6]:

$$A_{\sigma} = \pi L_0 \left(\sqrt{\frac{4V_k}{\pi \cdot L_a} + (d_n + 2h_g)^2} + 2h_3 \right) \quad (2.21)$$

де h_g, h_3 – товщина стінок відповідно внутрішньої та зовнішньої труби амортизатора, діапазон зміни товщин h_g і h_3 рівний (1,5...3) мм.

$$A_{\sigma} = 3,14 \cdot 230 \cdot \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 62484}{3,14 \cdot 230} + (45 + 2 \cdot 3)^2} + 2 \cdot 3 \right) = 43539,3 \text{ мм}^2 = 0,43539 \text{ м}^2$$

Температура нагріву стінок амортизатора не повинна перевищувати 100°C .

Висновок до розділу

У цьому розділі проведено розрахунок на міцність напівепілептичної ресори. Визначено необхідну кількість листів, та потрібну товщину. Обчислено основні конструктивні розміри та температуру нагрівання телескопічного амортизатора. Температура нагріву стінок амортизатора не перевищує 100°C , отже, такий тип амортизатора підходить для використання у даній підвісі.

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

3.1 Дослідження ефективності підвіски

Дослідження зміни товщини штаби, в залежності від довжини листа ресори.

Залежність для визначення товщини листа:

$$h = \frac{\delta \cdot L^2 \cdot \sigma_m}{6E \cdot f_{cm}} \cdot \frac{C_p}{C'_p} \quad (3.1)$$

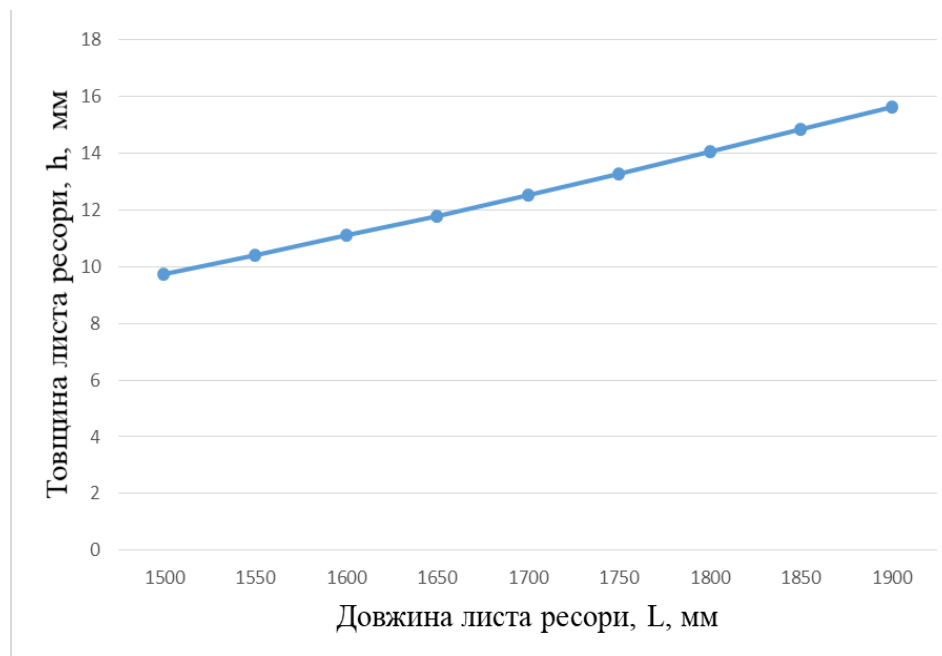


Рисунок 3.1 – Дослідження зміни товщини ресори, в залежності від зміни довжини листа.

$$h = \frac{1,35 \cdot 1500^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 9,743 \text{ мм}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1550^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 10,404 \text{ мм}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1600^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 11,086 \text{ мм}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1650^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 11,790 \text{ мм}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1700^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 12,515 \text{ мм}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1750^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 13,262 \text{ мм}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1800^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 14,031 \text{ мм}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1850^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 14,822 \text{ мм}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1900^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \times \frac{214,9}{223,3} = 15,633 \text{ мм}$$

Дослідження максимальних напружень згину, в залежності від товщини та ширини листа ресори.

Максимальні напруження згину, виникають при максимальному динамічному прогині ресори:

$$\sigma_{\max} = \frac{6Eh(f_{cm} + f_d)}{\delta \cdot L^2}. \quad (3.2)$$

Довжина листа варіюється в діапазоні $L=1500 \dots 1900$ мм.

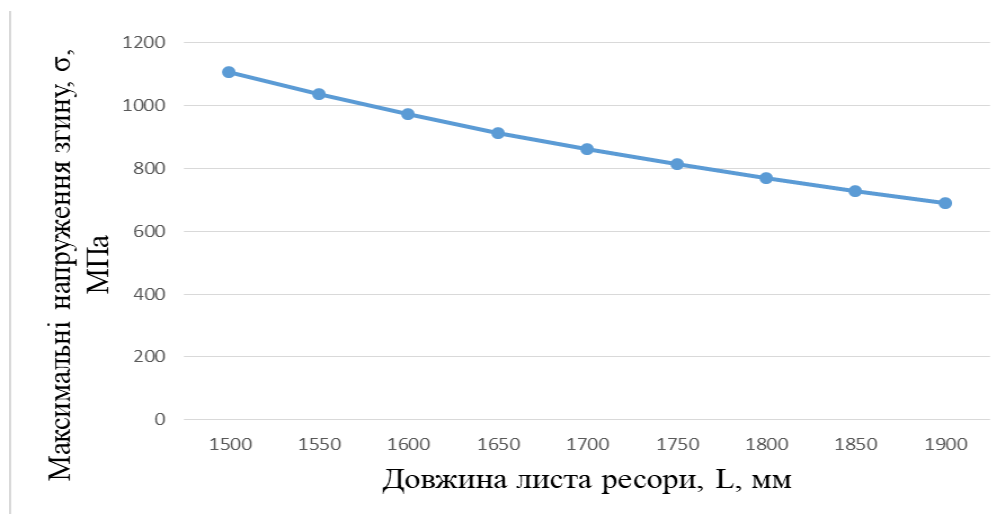


Рисунок 3.2 – Дослідження максимальних напружень згину, в залежності від довжини листа ресори

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1500^2} = 1106,172 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1550^2} = 1035,957 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1600^2} = 972,221 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1650^2} = 914,191 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 861,206 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1750^2} = 812,698 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1800^2} = 768,175 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1850^2} = 727,213 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1900^2} = 689,442 \text{ МПа}$$

Товщина штаби варіюється в діапазоні $h=9 \dots 17$ мм.

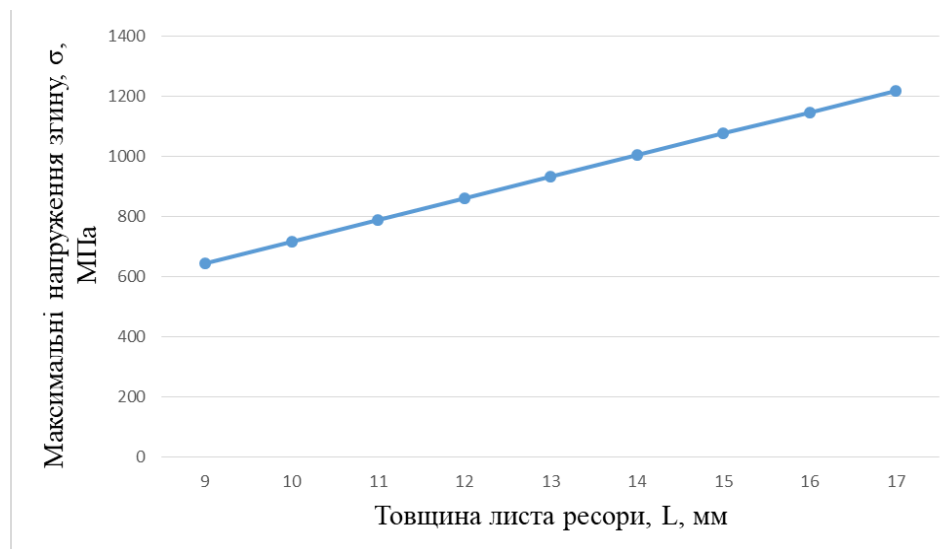


Рисунок 3.3 – Дослідження максимальних напружень згину, в залежності від товщини листа ресори.

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 9 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 645,905 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 717,672 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 789,439 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 816,206 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 13 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 932,973 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 14 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 1004,741 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 15 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 1076,508 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 16 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 1148,275 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 17 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,35 \cdot 1700^2} = 1220,042 \text{ МПа}$$

Радіус зібраної ресори у вільному стані, коли вона при повному статичному навантаженні займає випрямлене положення:

$$R_0 = \frac{L^2}{8 (f_{cm} + Y_p)} \cdot \quad (3.3)$$

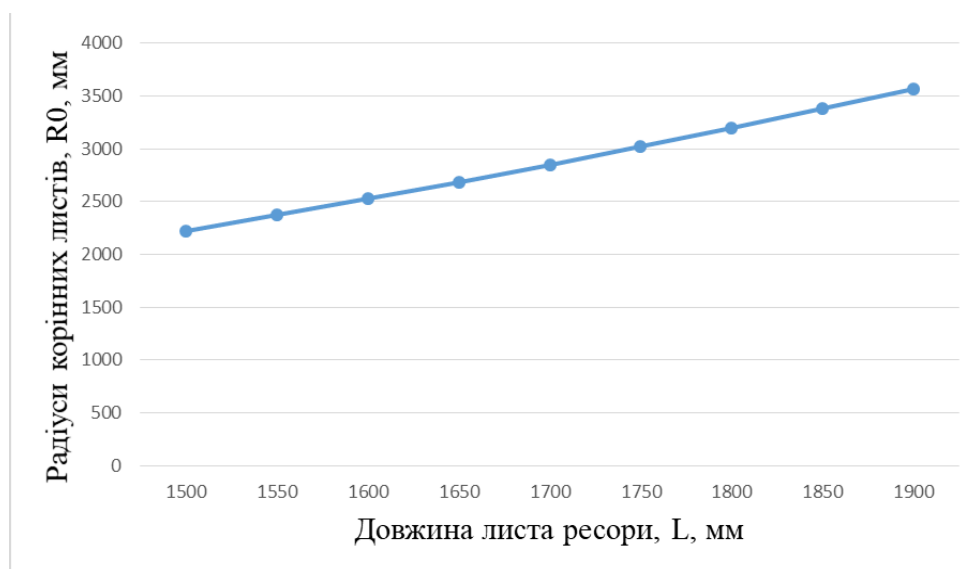


Рисунок 3.4 – Дослідження зміни радіуса корінних листів ресори, в залежності від довжини листа ресори

$$R_0 = \frac{1500^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2220,406 \text{ мм}$$

$$R_0 = \frac{1550^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2370,901 \text{ мм}$$

$$R_0 = \frac{1600^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2526,329 \text{ мм}$$

$$R_0 = \frac{1650^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2686,692 \text{ мм}$$

$$R_0 = \frac{1700^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2851,989 \text{ мм}$$

$$R_0 = \frac{1750^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 3022,22 \text{ мм}$$

$$R_0 = \frac{1800^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 3197,385 \text{ мм}$$

$$R_0 = \frac{1850^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 3377,485 \text{ мм}$$

$$R_0 = \frac{1900^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 3562,519 \text{ мм}$$

Висновок до розділу

У цьому розділі були проведені дослідження зміни товщини штаби, максимального напруження згину та зміна радіусів корінних листів, а залежності від довжини та товщини листа ресори.

Досліджено, що зі збільшенням довжини листа збільшується і ширина листа, проте максимальні напруження йдуть на спад. Але зі збільшенням товщини листа, напруження зростають.

Також зі збільшенням довжини листа ресори, радіуси корінних листів збільшуються.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Призначення та стан транспортного засобу

При проектування передньої підвіски вантажного автомобіля, як прототип обрано КрАЗ-6322 — український вантажний бортовий повнопривідний автомобіль, з колісною формулою 6х6, вантажопідйомністю 10-20 тонн, капотного компонування. Призначений для перевезення людей і різних вантажів дорогами загального користування, а також бездоріжжям.

4.2 Шкідливі та небезпечні фактори, які виникають під час експлуатації

При експлуатації транспортних засобів на лінії можуть мати місце такі основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- наїзди проїжджаючих транспортних засобів;
- наїзди при зчепленні або розчепленні автомобілів з причепом (напівпричепом), запуску двигуна, самовільному русі транспортних засобів;
- термічні фактори (пожежі, вибухи при подачі палива в карбюратор двигуна самопливом, перевірці наявності палива в баці з використанням відкритого полум'я, витіканні газу із газобалонної установки; опіки паром, водою із радіатора);
- злочинні дії пасажирів та інших осіб;
- падіння піднятого кузова автомобіля-самоскида, перекидної кабіни вантажного автомобіля, вивішених на домкраті частин автомобілів;
- підвищені рівні шуму і вібрації;
- напруженість праці через психоемоціональні умови праці;
- підвищена температура і швидкість руху повітря в теплий період року;

- наявність у повітрі робочої зони шкідливих речовин (вуглецю і азоту оксидів, акролеїну, вуглеводнів аліфатичних граничних, формальдегіду, метилмеркаптанів).

На працівника, який виконує вантажно-розвантажувальну роботу, можуть впливати такі небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

- фізичні перевантаження;
- знижена температура повітря у виробничих приміщеннях і на вулиці;
- підвищена запиленість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- недостатня освітленість робочої зони;
- обвалення вантажів, тари;
- підвищена вологість повітря;
- гострі кромки, задирки і нерівності поверхонь обладнання, інструменту, інвентарю, тари;
- фізичні перевантаження.

4.3 Пожежна безпека

Технічні неполадки. Основна причина займання є витік палива. Навіть кілька крапель бензину, що потрапили на гарячий блок циліндрів або на компоненти системи охолодження, можуть стати причиною появи полум'я. Для загорання автомобіля буде потрібно лише кілька хвилин тому від водія буде потрібно блискавична реакція. Перед початком руху необхідно переконатися, що в автомобілі відсутній запах бензину. При його наявності слід відкрити капот, не заглушуючи двигуна — це дозволить побачити неозброєним оком струмінь палива і запобігти загорання.

Ще одна причина - коротке замикання електропроводки, яке викликає загорання автомобіля. Пошкодження ізоляції веде до виникнення пробіїв електричного заряду, які супроводжуються нагріванням дротів. Якщо ж

проблему не усунути досить швидко, в місці надриву утворюється отвір, що і стає причиною замикання.

Ремонт електричних проводів автомобіля. Завжди стежте за станом електричних проводів автомобіля. Сама батарея також нерідко стає причиною загоряння, оскільки в більшості автомобілів вона легко пошкоджується. Щоб викликати займання, досить облити акумулятор великою кількістю рідини, наприклад, води в глибокій броді або охолоджуючої рідини, що вилілась з пошкодженого патрубку. У гібридних транспортних засобах і електромобілях акумулятор намагаються розмістити близько до днища, щоб поліпшити маневреність автомобіля. При наїзді на великий предмет або попаданні під колеса сміття з гострими гранями батарея нерідко пошкоджується, що призводить до миттєвого займання автомобіля.

Якщо автомобіль оснащений газовим обладнанням, небезпека виникнення пожежі істотно зростає. Причиною загоряння зазвичай стає пошкодження трубки, що веде від бака до редуктора або форсунок. Також небезпека загрожує автомобілю при розриві силіконових трубок, мембрани випарника або при надмірному зносі фільтра. Не слід забувати і про поганий настроювання газового обладнання — за невдалої установки параметрів подачі палива пропорції суміші можуть бути не дотримані, що призведе до перегріву двигуна і вихлопної системи.

Перегріватися може не тільки двигун, але і вихлопна система. Навіть у нормальному стані вона нерідко стає причиною загоряння розлитого масла або бензину — температура випускного колектора досягає 600 градусів. При неповному згорянні суміші частина парів бензину може потрапляти у вихлопну трубу, де відбувається її повторна детонація, що супроводжується перегрівом каталітичного нейтралізатора. Температура піднімається до 900-1200 градусів, що може призвести до займання лакофарбового покриття або предметів облицювання автомобіля. Щоб уникнути випадків перегріву, потрібно уважно стежити за обертами двигуна, а також стежити за технічним станом:

- Свічок запалювання;
- Електронного блоку управління;
- Впускного і випускного колектора;
- Форсунок;
- Розподільника запалювання і котушок.

Зростає частка такої причини загоряння автомобіля, як зміна конструкції електричного ланцюга. Установка додаткового обладнання великої потужності підвищує навантаження на провoda, які починають перегріватися. Якщо ж механік вирішить прокласти електричні провoda поза передбаченого виробником місця, його причиною загоряння може стати нагрівання від двигуна, вихлопної або охолоджуючої системи. Застосування неякісних провідів призводить до короткого замикання, докладно описаному вище. Тому установку або ремонт будь-якого електричного обладнання слід доручати тільки справжньому професіоналу — згодом це дозволить уникнути займання.

За пожежну безпеку автомобіля відповідає водій автомобіля.

Автомобіль необхідно укомплектувати вогнегасником, буксирним тросом, медичною аптечкою, сигнальним жилетом, набором інструментів, домкратом тощо. Як укомплектовувати аптечки для транспортних засобів, визначає ДСТУ 3961-2000 «Аптечка медична автомобільна. Загальні вимоги».

Вибір вогнегасника для вантажного автомобіля загального, спеціалізованого та спеціального призначення залежить від повної маси транспортного засобу:

- не більше ніж 3,5 т — порошковий вогнегасник із зарядом вогнегасної речовини не менше ніж 3 кг (ВП-3);
- 3,5—12 т — порошковий вогнегасник із зарядом вогнегасної речовини не менше ніж 5 кг (ВП-5);
- понад 12 т — порошковий вогнегасник із зарядом вогнегасної речовини не менше ніж 9 кг (ВП-9).

Щоб запобігти пожежі, заборонено:

- курити в автомобілі;
- ремонтувати паливну систему, коли працює двигун, увімкнене запалювання;
- залишати у салоні автомобіля або на двигуні забруднені оливою чи паливом використані обтиральні матеріали;
- підігрівати двигун та інші агрегати відкритим вогнем, а також користуватися ним у безпосередній близькості від приладів системи живлення двигуна;
- курити і користуватися відкритим вогнем під час визначення наявності палива у баку, а також під час заправлення автомобіля із додаткових ємностей;
- допускати, щоб на двигуні або його картері скупчувалися бруд, пальне, масло;
- користуватися відкритим вогнем під час перевірки рівня електроліту в акумуляторній батареї та усунення несправностей механізмів;
- зберігати і перевозити бензин та інші легкозаймісті рідини; «прикурювати» свій або сторонній автомобіль;
- залишати відкритими горловини паливних баків;
- заряджати акумуляторну батарею у непристосованих для цього місцях;
- мити або протирати бензином деталі чи агрегати, а також руки й одяг; зберігати в автомобілі паливо (бензин, дизельне паливо), за винятком палива в баку автомобіля;
- заправляти автомобіль рідким (газоподібним) паливом, а також зливати паливо з бака і випускати газ.

Склад автомобільної аптечки на 2022 рік в Україні представлений у двох наборах – № 1 та № 2. Кожен з них призначений для легкових та вантажних авто, що перевозять до 9 осіб та числом пасажирів понад 9 відповідно. Перелік компонентів автоаптечок в обох випадках буде

ідентичним, з різницею у кількості кожного медичного засобу. Весь вміст автомобільної аптечки ділиться на два комплекти – для зупинки кровотеч та надання першої допомоги у разі травмування. Стандартний перелік можна самостійно доповнити лікарськими препаратами, серед яких цитрамон та анальгін як знеболювальні засоби, таблетки та серцеві краплі, протизапальні та антисептичні медикаменти.

Автомобільна аптечка - обов'язковий набір №1. Такий комплект призначений для зупинки кровотеч. Основні складники:

- звичайні та еластичні бинти;
- стерильні та нестерильні бинти;
- гумовий джгут Есмарха;
- парамедичні ножиці;
- стерильні серветки;
- кровозупинні серветки;
- серветки з хлоргексидином;
- стерильний пакет; кулькова ручка та блокнот.

Автомобільна аптечка - обов'язковий набір №2. Застосовується для першої допомоги за наявності травм, та складається з:

- перев'язувальну тканинну косинку;
- термопокривало;
- одноразовий клапан для штучного дихання;
- гелеву пов'язку від опіків;
- анатомічний пінцет;
- англійські шпильки;
- марлеві стерильні серветки;
- нестерильні марлеві бинти;
- нестерильну вату;
- бактерицидний та рулонний лейкопластир.

Для огляду автомобіля в темний час доби потрібно користуватися переносним електричним світильником напругою не вище ніж 12 В із запобіжною сіткою або електричним ліхтарем з автономним живленням.

Заправляти автомобіль паливом необхідно тоді, коли не працює двигун. Заправляти автомобіль етилованим бензином потрібно з бензоколонки зі шлангом, забезпеченим роздавальним пістолетом. Заборонено заправляти автомобіль за допомогою відер, лійок тощо, а також відпускати бензин у пластикову тару (каністри). Заправник і працівник під час заправлення мають перебувати з навітряного боку автомобіля.

Якщо паливо потрапило на частини автомобіля, його необхідно витерти сухим ганчір'ям до пуску двигуна автомобіля.

У разі проливання палива на землю його необхідно засипати піском до пуску двигуна автомобіля.

Якщо сталося займання палива біля транспортного засобу, гасити його потрібно порошковим вогнегасником. Починайте з проливу і послідовно переходьте знизу вгору на джерело виливання пального. Можна застосовувати, окрім порошкового, інші вогнегасники — наприклад, вуглекислотні, аерозольні.

На заправному пункті витримувати дистанцію 3 м до автомобіля, який заправляють попереду.

На заправному пункті заборонено:

- курити і користуватися відкритим вогнем;
- проводити ремонтні та регулювальні роботи;
- заправляти автомобіль паливом, коли працює двигун;
- заливати (та перевозити) бензин у неметалеву тару;
- допускати, щоб переливалося та розливалось паливо;
- перебувати у салоні пасажирів.

4.4 Ергономічні вимоги до облаштування місця водія

Для визначення положення сидіння водія по довжині й нахилу спинки користуються даними стандартів. Як приклад у табл. 5.1 наведені значення кутів між елементами посадкового манекена та водія вантажного автомобіля, автобуса, тролейбуса й інших машин зі схожою посадкою водія.

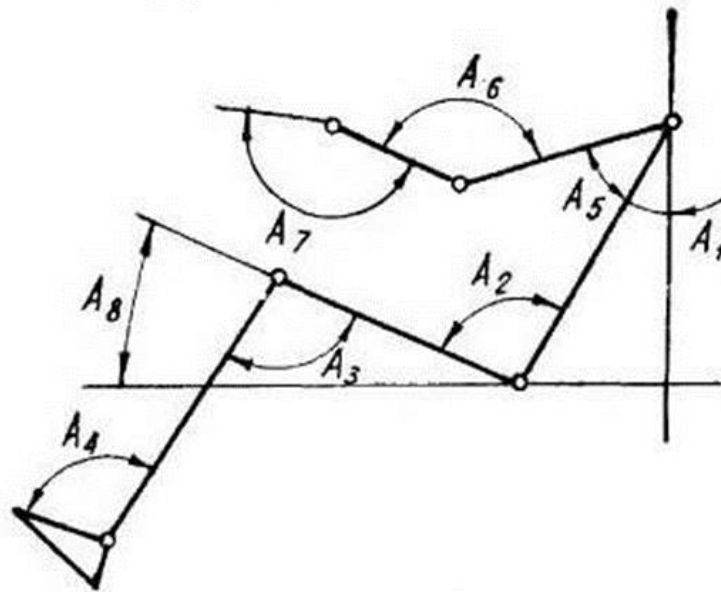


Рисунок 4.1 – Кути, що визначають робочу позу водія вантажного автомобіля, автобуса, тролейбуса (позначення □ у табл. 4.1)

Якщо кут A_4 не встановлений, те робоче положення стопи правої ноги приймається рівним половині повного ходу педалі акселератора

З табл. 5.4.1 видно, що значення кутів між елементами посадкового манекена можуть змінюватися в досить широких межах. Для конкретного визначення робочої пози водія необхідно, насамперед, орієнтуватися на здоровий глузд, зрозуміло, не порушуючи при цьому вимог стандарту. Використання здорового глузду засноване на тім, що кожна людина, і конструктор зокрема, багато разів бачив сидячих людей, і при погляді на положення посадкового манекена може з достатньою точністю припустити, зручна в нього поза чи ні.

Таблиця 4.1 – Параметри робочої пози водія вантажного автомобіля та автобуса (графічне зображення на рис. 4.1)

Найменування параметра	Позначення згідно рис. 5.4.1	Розмір, град.
Кут відхилення тулуба від вертикалі	A_1	10...25
Кут між тулубом і стегном	A_2	90...120
Кут між стегном і гомілкою	A_3	95...135
Кут між гомілкою й стопою для правої ноги в робочому положенні	A_4	90
Кут між тулубом і плечем	A_5	5...50
Кут між плечем і передпліччям	A_6	80...160
Кут між передпліччям і кистю	A_7	170...190
Кут нахилу стегна до горизонталі, не менш	A_8	4

В деяких випадках розміри e , h та b_1 можуть бути зменшені.

Внутрішня ширина кабіни повинна бути не менше 1250 мм для двомісної кабіни, 1700 мм - для тримісної, 1900 мм - для тримісної зі спальним місцем.

Розміри, що визначають розташування основних органів керування автомобілем, показані в табл. 4.3 і на рис. 4.2.

Важіль керування коробкою передач слід розташовувати в заштрихованій зоні (рис. 4.3)

Для вантажних автомобілів діапазон регулювання поздовжнього положення сидіння водія повинен бути не меншим 100 мм (при підресореному сидінні - 150 мм), вертикального - не менше 60 мм. Ширина проходу дверей на рівні підлоги повинна бути не менше 250 мм, а на рівні плечей - не менш 650 мм.

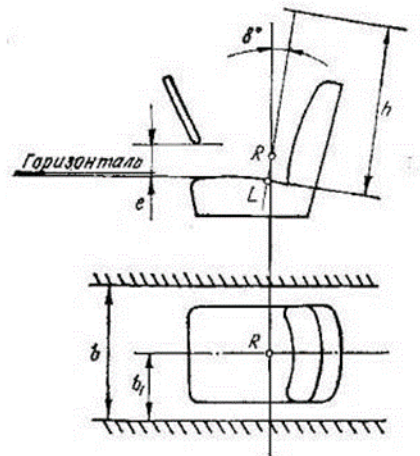


Рисунок 4.2 – Параметри робочого місця водія (позначення - у табл. 4.3)

Таблиця 4.2 – Параметри робочого місця водія вантажного автомобіля, автобуса й тролейбуса

Найменування параметра	Позначення, рис. 4.2	Розмір, мм
Відстань від нижнього краю нерегульованого кермового колеса до ненавантаженої поверхні подушки сидіння при верхньому положенні сидіння на всьому діапазоні поздовжнього регулювання, не менше	e	180
Відстань від точки L до внутрішньої оббивки даху (сидіння в крайньому задньому нижньому положенні регулюванню)	h	1100
Ширина робочого місця водія, не менше	b	750
Відстань від лівої внутрішньої стінки кабіни до осі симетрії сидіння, не менше	b1	350

Таблиця 4.3 – Розташування основних органів керування автомобілем

Найменування параметра	Позначення	Величина
Зміщення центра кермового колеса до поздовжньої площини симетрії сидіння водія, мм, не більше	t	± 30
Кут нахилу площини кермового колеса гори-зонталі у вертикальній площині, град, не менше	φ	15
Відстань між краями гальма та педалей зчеплення, мм, не менше	F^*	100
Відстань між краями гальма й педалей акселератора, мм, не менше	E^*	50
Відстань від лівого краю педалі зчеплення до лівої бічної стінки кабіни, мм, не менше	G^*	120
Відстань від правого краю педалі гальма до правої бічної стінки кабіни, мм, не менше	K^*	150
Відстань від правого краю педалі акселератора до правої бічної стінки кабіни, мм, не менше	S^*	25
Осьовий зсув лівого краю педалі гальма від поздовжньої площини симетрії сидіння водія, мм, не більше	i	75

* Розміри повинні замірятися на відстані 2/3 довжини стопи манекена від точки п'яти

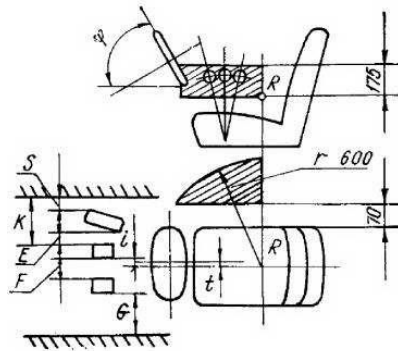


Рисунок 4.3 – Розташування основних органів керування вантажних автомобілів.

Висновок до розділу

У цьому розділі описано які є шкідливі та небезпечні фактори при експлуатації автомобіля, а також правила пожежної безпеки у транспортному засобі та біля нього. Пояснено про правильність розташовування місця водія по ергономічним вимогам.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінка економічної ефективності розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т

Мета організаційно-економічної частини - розгляд питань організації та планування наукових досліджень, економічна оцінка ефективності розроблених рекомендацій з аналізом техніко-економічних показників. Тому, на першому етапі, в бакалаврській роботі було проведено огляд передніх підвісок вантажних автомобілів, їх класифікація. Був виконаний вибір типу підвіски автомобіля, основних параметрів, проведено розрахунок напівеліптичних листових ресор та амортизатора. На другому етапі нами було проведено планування НДР із застосуванням сіткового планування і третій етап був присвячений оцінці ефективності рекомендацій проекту.

Наукові дослідження з оцінки і аналізу розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т. складається з двох етапів: підготовки і проведення досліджень.

За вихідними даними розробляються питання організації і планування НД комплексу робіт із застосуванням методів сіткового планування. Всі роботи, що здійснюються при НДР, мають відповідну протяжність і витрати, які визначають майбутній характер наукових досліджень. В зв'язку з тим виникає необхідність складання сіткового графіка виконання робіт.

Обсяг робіт розраховується в цілому по НДР. Сітковий графік будується по окремих етапах.

Зміст робіт за етапами і видами НДР визначається, виходячи з переліку робіт і етапів з врахуванням специфіки розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т., і на основі рекомендацій нормативної трудомісткості проведення робіт по НД в рамках дипломного проектування в норма-годинах на одиницю відповідних робіт. На підставі

даних табл. 5.1 здійснюється розрахунок тривалості етапів /робіт/, результати якого заносяться в табл. 5.2.

Планування і управління в системах СПУ здійснюється за допомогою сіткового графіка. Сітковий графік - графічне зображення комплексу робіт, взаємозв'язків між ними, послідовності їх виконання.

Таблиця 5.1 – Перелік етапів і зміст робіт при оцінці і аналізі розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.

№ з/п	Етап	№ роботи	Зміст роботи
1	2	3	4
Наукові дослідження			
1	Оцінка і аналіз розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.	1	Аналіз досліджень і розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		2	Інформаційний науково-технічний пошук досліджень і проектування передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		3	Виявлення проблем передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		4	Аналіз виробництва передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		5	Інформаційний науково-технічний пошук з виробництва передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		6	Виявлення проблем при виробництві передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		7	Аналіз експлуатації передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		8	Інформаційний науково-технічний пошук з експлуатації передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т. з різним компонуванням
		9	Виявлення проблем при експлуатації передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		10	Консультація і узгодження плану досліджень з керівником проекту
2	Технічне проектування	1	Виконання схематичних креслень загального вигляду місць замірів Складення калькуляції робіт за темою Складення і узгодження технічного завдання на дослідження проектування передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		2	Розробка умов замірів
		3	Розробка маршрутів, на яких будуть здійснюватися заміри
		4	Затвердження і доробка маршруту "Погана дорога"
		5	Затвердження і доробка маршруту "Добра дорога"
		6	Затвердження і доробка маршруту "Звичайна дорога"
		7	Затвердження і доробка маршруту "Барток"
1	2	3	4

3.	Проектування дослідження	1	Розробка методології екстремальних виробничих умов
		2	Вибір виконавців
		3	Уточнення розрахунків технічних і технологічних параметрів
4.	Проведення досліджень	1.	Проведення замірів у виробничих умовах і при допомозі комп'ютерної програми
		2.	Визначення мінімальних,максимальних і ефективних значень показників,заміряних на різних маршрутах передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
		3	Визначення мінімальних,максимальних і ефективних значень показників передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.,заміряних на різних маршрутах
		4	Визначення рівнозначних амплітуд, розрахованих на основі показників заміряних на різних маршрутах руху
		5.	Дослідження крайніх значень показників, заміряних при доланні штучно створеннях перепонів
		6	Визначення крайніх значень показників, які замірені при гальмуванні і поворотах
		7	Попередня оцінка ефективності вибору конструкції передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.
5	Виготовлення дослідного зразка	1	Розробка технологічної документації
		2	Складення подетальної специфікації з врахуванням розмірів і кріплень
		3	Нормалізований і технічний контроль креслень
		4	Складення таблиць використаних деталей, які раніше застосовувались
		5	Конструкторська підготовка технологічної документації
		6	Складення матеріальної заявки. Розрахунок норм витрат
		7	Виготовлення
		8	Виконання доводочних і налагоджувальних робіт
6	Заводські стендові випробовування	1	Цикл стендових випробовувань
		2	Обробка результатів випробовування
7	Передача у виробництво	1	Коректування робочих креслень і технічної документації
		2	Проведення заміни деталей і демонтаж
Технологічна підготовка			
8	Розробка технологічного процесу	1	Розробка технологічного ланцюга за кресленнями
		2	Аналіз і перевірка деталей на технологічність
		3	Аналіз правильності класів точності
		4	Розробка технології виготовлення заготовок
		5	Розробка технології термічної обробки
		6	Розробка технології механічної обробки
		7	Складення міжцехового технологічного маршруту

		8	Складення технологічних карт (розцеховка)
		9	Розрахунок нормативів праці і заробітної плати
9	Конструювання оснастки і нестандартних засобів механізації і автоматизації	1	Розробка креслень
		2	Складення подетальної специфікації
		3	Затвердження креслень, зняття кальок, синьок
10	Виготовлення оснастки і нестандартних засобів механізації і автоматизації	1	Вибір обладнання
		2	Розробка технологічної карти виготовлення оснастки
		3	Виготовлення оснастки
11	Вивірення і налагодження розробленої технології . Виготовлення зразкової партії деталей	1	Перевірка придатності оснастки окремих збірних одиниць
		2	Контрольне виготовлення
		3	Контрольний збір і розробка
		4	Перевірка по ТУ і ДОСТАх
12	Доробка і впровадження технології у виробництво	1	Внесення корективів у документацію
		2	Впровадження
		3	Написання звіту з оцінки і аналізу розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т.(текст записки бакалаврської роботи).

Аналітичний розрахунок сіткового графіка проводиться за формулами і безпосередньо зв'язаний з визначенням розрахункових параметрів сітки.

Довжина будь-якого шляху $t(L)$ визначається як сума тривалості робіт, що складають даний шлях:

$$t(L) = \sum t_{yk}, \quad (5.1)$$

де t_{yk} - тривалість k -ої роботи; k - кількість робіт, що входять в даний шлях.

$$t_{0-2-5-8-13-16-20-21-23-25-26-27} = 10 + 7 + 10 + 6 + 6 + 5 + 14 + 5 + 6 + 5 + 3 + 5 = 82$$

$$t_{0-1-2-5-8-13-16-20-23-25-26-27} = 10 + 7 + 10 + 6 + 6 + 5 + 14 + 7 + 5 + 3 + 5 = 78$$

$$t_{0-1-2-5-9-13-17-22-23-25-26-27} = 10 + 7 + 10 + 3 + 2 + 6 + 6 + 3 + 5 + 3 + 5 = 60$$

$$t_{0-1-3-6-10-14-18-24-25-26-27} = 10 + 10 + 7 + 2 + 6 + 10 + 6 + 1 + 3 + 5 = 60$$

$$t_{0-1-3-6-11-14-18-24-25-26-27} = 10 + 10 + 7 + 6 + 5 + 10 + 6 + 1 + 3 + 5 = 63$$

$$t_{0-1-4-7-12-15-19-26-27} = 10 + 2 + 7 + 10 + 10 + 6 + 4 + 5 = 48.$$

Тривалість критичного шляху $T_{кр}$ визначається як сума тривалості робіт, що лежать на максимальному шляху між вихідною і кінцевою подією.

$$T_{кр} = t[L(J-C)_{max}]. \quad (5.2)$$

Отже, довжина критичного шляху $T_{кр} = 82$ дні.

Результати розрахунків заносимо в табл. 5.2.

Таблиця 4.2 – Розрахунок параметрів сіткового графіку

Код роботи <i>i-j</i>	Trj	Tnj	Rj	Trnij	Tроij	Tnpj	Tnoij	Rnij	Roij
0-1	10	10	0	0	10	10	0	0	0
1-2	17	17	0	10	17	17	10	0	0
1-3	20	39	19	10	20	39	29	19	0
1-4	14	40	26	10	14	40	36	26	0
2-5	27	27	0	17	27	27	17	0	0
3-6	27	45	19	20	27	46	39	19	0
4-7	21	44	23	14	21	44	37	23	0
5 - 8	33	33	0	27	33	33	37	10	10
5-9	30	37	7	27	30	37	34	7	0
6-10	29	51	22	27	29	51	49	22	0
6-11	33	52	19	27	33	52	46	19	0
7-12	31	57	26	21	31	57	47	26	0
8-13	39	39	0	33	39	39	33	0	0
9-13	39	39	0	30	32	39	37	7	7
10-14	38	57	19	29	35	57	51	22	3
11-14	38	57	19	33	38	57	52	19	0
12-15	41	67	26	31	41	67	57	26	0
13-16	44	44	0	39	44	44	39	0	4
13-17	45	60	15	39	45	60	54	15	0
14 - 18	48	67	19	38	48	67	57	19	0
15-19	47	73	26	41	47	73	67	26	0
16 - 20	58	58	0	44	58	58	44	0	0
17-22	51	66	15	45	51	63	57	15	0
18 -24	54	73	19	48	54	66	60	19	0
19-26	77	77	0	47	51	74	70	20	20
20-21	63	63	0	58	63	63	58	0	0
20-23	69	69	0	58	65	69	62	4	4
21-23	69	69	0	51	69	69	63	12	12
22 - 23	69	69	0	54	54	69	66	12	12
23 - 25	74	74	0	69	74	73	69	0	0
24 - 25	74	74	0	54	55	74	73	19	19
25-26	77	77	0	74	77	77	74	0	0
26 - 27	82	82	0	77	82	82	77	0	0

Розрахунок витрат на розробку та впровадження проектного рішення.

Витрати на розробку та впровадження проектного рішення (К) становлять:

$$K = K_1 + K_2, \quad (5.3)$$

де K_1 – витрати на розробку проектного рішення; K_2 – витрати на впровадження.

Витрати на розробку проектного рішення (K_1) вимагають витрат на:

1. Оплату праці розробників;
2. Відрахування у спеціальні державні фонди (V_ϕ);
3. Куповані вироби (P_a);
4. Придбання спец. обладнання для експерименту ($Oб_c$)
5. Накладні витрати (H)
6. Інші витрати (I_b),

$$K_1 = 3 + V_\phi + P_a + Oб_c + H + I_b. \quad (5.4)$$

Для проведення розрахунків заробітної плати необхідно визначити спеціальність розробників, які беруть участь у процесі проектування, чисельність спеціалістів,

Кошторис витрат на НДР та ДКР включає в себе такі статті витрат:

- 1) оренда обладнання;
- 2) оренда службових приміщень;
- 3) фонд заробітної плати;
- 4) основні матеріали;
- 5) відрахування в ЕСВ;
- 6) накладні витрати;
- 7) витрати на відрядження.

Виходячи з того, що кошторис витрат на НДР та ДКР включає вище вказані пункти, підрахуємо їх, враховуючи дану ситуацію, а саме:

– тривалість робіт при оцінці і аналізі розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т. складатиме 30 днів по 8 годин, тобто 240 годин в цілому;

– вартість оренди приміщення в місяць дорівнює 3000 гривень, оренди комп'ютера, включаючи його програмне забезпечення, дорівнює 1000 гривень;

– вартість використання загальнодоступної інформації в інтернаті становить 60 гривень за годину, кількість годин користування складатиме 56 годин;

– при виконанні даного об'єму робіт заняті наступні виконавці: інженер-дослідник (бакалавр), його керівник і консультант з наукової частини (керівник бакалаврського проекту), лаборант, інженер-механік, для них годинна ставка заробітної плати відповідно становитиме 31,3грн. ,166,7 грн.,104,2 грн.125 грн. (при 8-ми годинному робочому дні);

– витрати на енергію складуть за 240 годин 2 кВт по 1,68 гривні за 1 кВт.

Розрахунки заробітної плати наведемо в таблиці 5.3. Результати проведених розрахунків приведемо у табл. 5.4.

Розрахунок заробітної плати. В цю статтю включається заробітна плата всіх категорій працівників, які безпосередньо зайняті в процесі проведення всіх етапів НДР. Розмір заробітної плати розраховується на основі трудомісткості відповідних робіт у людино-днях і середньоденній заробітній платі кожної категорії виробничого персоналу.

Вихідні дані й результати розрахунку заробітної плати наведені в табл. 5.3.

Таблиця. 5.3 – Розрахунок заробітної плати виробничого персоналу

№ з/п	Посади працівників	Годинна ставка в грн.	Трудомісткість роботи (в людино-год}	Сума зарплати у грн.
1	інженер-дослідник (дипломник)	31,3	240	7512
2	лаборант	84,2	42	3536,4
3	інженер-механік	105	51	5355
4	керівник дипломного проекту	166,7	18	3000
5	консультант дипломного проекту	125,0	4	500
	Разом			19903,4

Розрахований у такий спосіб фонд включає основну й додаткову зарплату, тому що премії даним працівникам виплачуються з фондів преміювання.

Таблиця 5.4 – Кошторис витрат на проведення НДР

№ з/п	Стаття витрат	Вартість в гривнях
1	Оренда обладнання (комп'ютер)	1000
2	Оренда службових приміщень	3000
3	Фонд заробітної плати (ФЗП)	19903,4
4	Основні матеріали (в даному випадку це папір, ручки, олівці, ватман для креслення, його видрук, тощо)	500
5	Витрати на енергію	796,8
6	Відрахування в фонд єдиного соціального внеску	4378,75
7	Витрати на відрядження (в даному випадку це витрати на користування Інтернетом)	130,0
8	Накладні витрати (45% від суми 10 попередніх статей витрат)	13369,02
	Всього	43077,97

Згідно проведених розрахунків витрати на НДР робіт при оцінці і аналізі розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т. Складуть 43077,97 гривень.

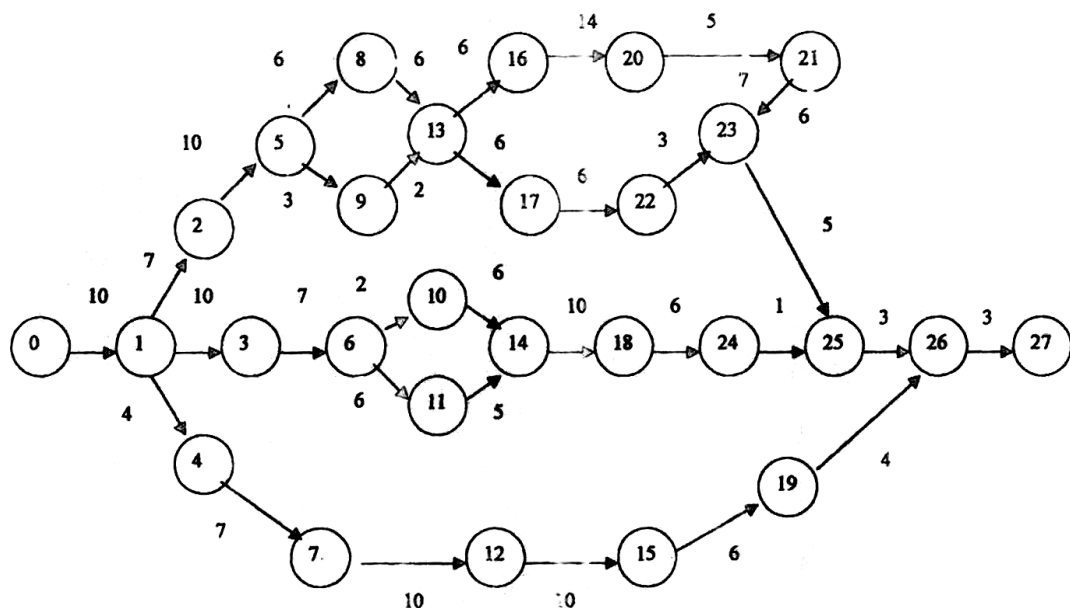


Рисунок 5.1 – Сітковий графік розробки вантажного автомобіля вантажністю 15 тон.

Висновок до розділу

У цьому розділі БКР було оцінено економічну ефективність розробки передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 т. Згідно із розрахунками, витрати на НДР робіт при оцінці і аналізі розробки складуть 43077,97 гривень.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі описано вимоги та призначення до конструкції підвісок, а також наведена класифікація підвісок. Зроблено опис конструкції, у складі ресорної підвіски та телескопічного амортизатора. Проведено розрахунок на міцність напівепілептичної ресори. Визначено основні конструктивні розміри та температуру нагрівання телескопічного амортизатора.

Також були проведені дослідження зміни товщини штаби, максимального напруження згину та зміна радіусів корінних листів, а залежності від довжини та товщини листа ресори. Досліджено, що зі збільшенням довжини листа збільшується і ширина листа, проте максимальні напруження йдуть на спад. Але зі збільшенням товщини листа, напруження зростають. Також зі збільшенням довжини листа ресори, радіуси корінних листів збільшуються.

У економічній частині було оцінено економічну ефективність конструкції передньої підвіски вантажного автомобіля вантажністю 15 тон.

В розділі «Охорона праці» було досліджено які є шкідливі та небезпечні фактори при експлуатації автомобіля, а також правила пожежної безпеки у транспортному засобі та біля нього. А також, досліджено правильність розташовування місця водія по ергономічним вимогам.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Горбай, О. З. "Розміщення та оснащення робочого місця водія автобуса загального призначення частина 2." Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів 21 (2013): 62-71.
2. Шевчук Р.С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: Практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2018. 173 с. Депоновано в Державній науково-технічній бібліотеці України 28.03.2018, №101 РІД/Ук 2018 (з оприлюдненням). Укр. [Електронний ресурс; Режим доступу <http://gntb.gov.ua>].
3. Шевчук Р.С. Експлуатаційні показники автомобілів: Практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2019. 171 с. Депоновано в Державній науково-технічній бібліотеці України 20.03.2019, №136 – РІД(н)/Ук – 2019 (з оприлюдненням). – Укр. [Електронний ресурс; Режим доступу <http://gntb.gov.ua>].
4. Munichmotorsport team [Електронний ресурс]:[Веб-сайт]. Режим доступу www.munichmotorsport.de (дата звернення 20.04.2023).
5. FSteam Delft [Електронний ресурс]:[Веб-сайт]. Режим доступу <https://www.fsteamdelft.nl/> (дата звернення 20.04.2023).
6. Fasttube Berlin [Електронний ресурс]:[Веб-сайт]. Режим доступу <https://fasttube.de/> (дата звернення 20.04.2023).
7. W.F.Milliken Race car vehicle dynamics / W.F.Milliken, D.L.Milliken. SAE. 1995. 893p.
8. Solidworks [Електронний ресурс]:[Веб-сайт]. Режим доступу <https://www.solidworks.com/> (дата звернення 10.04.2023).
9. HAAS Automation Inc [Електронний ресурс]:[Веб-сайт]. Режим доступу http://int.haascnc.com/cs_spec1.asp?intLanguageCode=1049&id=ST10&chucksize=6%20Inch&webID=2AXIS_STD_LATHE (дата звернення 03.04.2023).

10. Ultimaker [Електронний ресурс]:[Веб-сайт]. – Режим доступу <https://ultimaker.ru/> (дата звернення 10.04.2023).
11. ДСТУ 2947-94 Автотранспортні засоби. Підвіски автомобілів. Терміни та визначення.
12. Wisefab Suspension [Електронний ресурс]:[Веб-сайт].]. – Режим доступу <https://www.wisefab.com/> (дата звернення 5.04.2023).
13. FSteam Delft [Електронний ресурс]:[Веб-сайт]. – Режим доступу <https://www.fsteamdelft.nl/> (дата звернення 1.04.2023).
14. FS-Rules_2020_V1.0, 2020, 133 р. 19. CWM Laser Technology [Електронний ресурс]:[Веб-сайт].]. – Режим доступу <http://lasercwm.com/> (дата звернення 2.4.2023).
15. Jasic weldin [Електронний ресурс]:[Веб-сайт].]. – Режим доступу <https://jasic.ua/> (дата звернення 4.04.2023).
16. Олег СУКАЧ, Олег МИРОНЮК, Віктор ШЕВЧУК. Методичні рекомендації для виконання кваліфікаційної роботи здобувачами першого бакалаврського рівня вищої освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Дубляни, 2023. 50 с.
17. Пістун І.П., Березовецький А.П., Городецький І.М. Охорона праці на автомобільному транспорті: Навчальний посібник. Львів: «Тріада плюс», 2009. 320 с.
18. Сахно В. П. Експлуатаційні властивості автомобілів / В. П. Сахно. К.: Видавництво “КВІЦ”, 2006. 174 с.
19. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В. та ін. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник 2-ге вид., перероблене та доповнене. К.: Арістей, 2006. 296 с.