

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної
та транспортної інфраструктури

Кафедра електричного транспорту

**Впровадження гідропневматичних елементів в пружній підвісці
тролейбуса**

Бакалаврська кваліфікаційна робота

Здобувач:

Сергій ДАВИДОВ

гр. ЕТ 2022-1

Керівник:

Владислав СКУРІХІН

доцент, к.т.н.

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
імені О. М. Бекетова

Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної та транспортної
інфраструктури

Кафедра електричного транспорту

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітня програма Електромеханіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ЕТ

Микола ХВОРОСТ

«16» червня 2026 р.



З А В Д А Н Н Я

до бакалаврської кваліфікаційної роботи

Давидов Сергій Павлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема бакалаврської кваліфікаційної роботи: Впровадження
гідропневматичних елементів в пружній підвісці тролейбуса.

керівник бакалаврської кваліфікаційної

роботи Скуріхін Владислав Ігорович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом університету від « 22 » 05 2026 р. №440-03

2. Строк подання студентом роботи 14.06.2026р.

3. Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи: Системи ресорного
підвішування, вертикальні пружні характеристики елементів ресорного
підвішування.

4. Зміст бакалаврської кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно
розробити):

4.1. Стан питання (огляд, аналіз, оцінка) Аналіз відомих типів ресорної підвіски





4.2. Технічна частина (вибір параметрів, розробка конструкції, структурної та
електричної принципової схем, створення алгоритмів роботи тощо) Розробка
гідропневматичної ресорної підвіски

4.3. Розрахункова частина (розрахунок вузлів, метод розрахунку, алгоритм
керування, програмне забезпечення) Розрахунок жорсткості та плавності
хода

4.4. Охорона праці Вступ; Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих
факторів; Організаційно-технічні заходи по забезпеченню безпеки умов праці;
Електробезпека; Пожежна безпека

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових слайдів)
Класифікаційна схема ресорного підвішування, Види ресорного підвішування;
Система підвіски з двома сполученими амортизаційними стойками.
Амортизаційний клапан; Вертикальні пружні характеристики підвіски в різних
режимах руху; Розрахунок параметрів гідропневмопідвіски

6. Консультанти розділів бакалаврської кваліфікаційної роботи


Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основна частина	Владислав СКУРІХІН, доц.		
Антиплагіат	Вікторія ЛЕВЧЕНКО, інж.		
Нормоконтроль	Вячеслав ШАВКУН, доц.		

7. Дата видачі завдання 04.05.2026р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

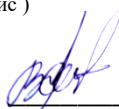
№ з/п	Назва етапів бакалаврської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Стан питання	12.05.2026	
2.	Технічна частина	19.05.2026	
3	Розрахункова частина	26.05.2026	
4.	Охорона праці	02.06.2026	
5.	Оформлення паперового та електронного варіантів роботи	09.06.2026	
6.	Підготовка доповіді та презентації	15.06.2026	

Студент


(підпис)

Давидов Сергій Павлович
(прізвище та ініціали)

Керівник


(підпис)

Скуріхін Владислав Ігорович
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В бакалаврській роботі розглядається питання досліджень і розробок еластичної тролейбусної підвіски з використанням гідропневматичних пружин.

У технологічній частині розглядаються вимоги до систем пружної підвіски, демонструються недоліки вживаної підвіски, а також проводиться аналіз відомих типів пружинної підвіски.

У проєктній частині найбільш прийнятним варіантом для підвіски тролейбуса вважається еластична підвіска з використанням гідропневматичних пружин. Проводиться розрахунок комфортабельності ресорної підвіски.

У розділі про охорону праці розроблено заходи для створення безпечних умов праці для працівників та запобігання травмам на пневматичному відділенні.

Бакалаврська робота складається з пояснювальної записки на 65 сторінок, яка містить 15 формул, 1 таблицю і 19 рисунків, список посилань із 14 джерел.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1. Аналіз відомих типів ресорної підвіски.....	7
2. Розробка гідропневматичної ресорної підвіски.....	23
3. Розрахунок продуктивності ресорної підвіски.....	49
3.1 Розрахунок вантажопідйомності (пневмочастина).....	49
3.2 Розрахунок вантажопідйомності (гідрочастина).....	49
3.3 Розрахунок жорсткості та плавності ходу.....	50
4. Охорона праці.....	52
4.1 Задачі розділу	52
4.2 Аналіз умов праці та виявлення небезпечних і шкідливих виробничих факторів на пневматичній ділянці.....	53
4.3 Розробка організаційних і технічних заходів для створення безпечних і безпечних умов праці на пневматичній ділянці.....	55
4.4 Висновки щодо розділу.....	62
Висновок.....	63
Список використаних джерел.....	64

ВСТУП

Сьогодні транспорт — це те, без чого неможливо уявити життя сучасного міста. Транспорт, як і кров у людському тілі, є складовою життя міста. Вона залучена майже у всіх сферах життя. Завдяки її допомозі рятуються життя (лікарі швидкої допомоги, пожежники тощо), транспортують як вантажі (їжу, товари, сировину), так і людей. Він використовується для відпочинку та роботи.

За останні кілька десятиліть кількість транспортних засобів на вулицях зросла. Тепер кожна десята людина має власний транспорт. Це призвело до проблеми забруднення повітря, оскільки транспортні засоби виділяють вихлопні гази. Місто буквально «оповите» ними. Це особливо помітно під час години пік. У цей час на вулицях виникають затори, пов'язані з такою ж великою кількістю транспортних засобів.

Одним із важливих показників комфорту для пасажирів є плавність рухомого складу. Плавність поїздки впливає на настрій пасажирів. Адже не дуже приємно відчувати всі нерівності наших вулиць, далеко не ідеальні. Для молоді це не так важливо, як для дорослих, які втомилися після важкого робочого дня і йдуть додому.

Пневматична пружинна підвіска, яка нині використовується на тролейбусах, не відповідає бажаному рівню плавності тролейбуса у всіх аспектах. Тому в цій роботі пропонується більш перспективний варіант підвіски — гідропневматичний. Такі проєктні рішення підтверджуються досвідом проєктування та експлуатації провідних іноземних компаній. Ці конструкції були спеціально модифіковані французькою компанією Citroen.

Робота присвячена детальному аналізу існуючих видів ресорного підвішування і вибору найперспективніших з них для використання на тролейбусах.

1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТИПІВ РЕСОРНОЇ ПІДВІСКИ

Якість роботи міського електротранспорту залежить від таких важливих факторів, як плавність ходу, комфортабельність та інші.

Ресорна підвіска є основним елементом підвищення цих показників.

Наразі на електричному транспорті, зокрема на тролейбусі, застосовується пневматична підвіска. Вона не дуже складна в конструктивному плані і має достатньо непогані показники порівняно з іншими видами підвісок (підвіски з листовими ресорами, пружинами, гумовими пружними елементами). Проте має також низку недоліків: неможливість регулювати кліренс, відсутність ефекту демпфування коливань; виникнення галопування; при проходженні поворотів унаслідок появи відцентрової сили виникає нахил тролейбуса у протилежний від напрямку повороту бік [1].

У теперішній час на тролейбусах застосовується підвіска, в якій передні та задні колеса попарно з'єднані однією поперечною балкою; така схема підвіски називається залежною (рис. 1.1) [1].



Рисунок 1.1 – Залежна підвіска

У цьому випадку з'єднані однією балкою колеса змушені рухатися синхронно, балка виконує роль синхронізуючого елемента. Тому якщо одне з пари коліс потрапило в яму, то за рахунок тяги жорсткої балки, що змістилася, і друге колесо разом із кузовом відхиляється від вертикалі на той самий кут. Така конструкція застосовується для підвіски передніх і задніх коліс. Однак сьогодні це рішення виглядає архаїчно і є ознакою підвіски з низькими ходовими якостями, хоча й має високу надійність і просте в обслуговуванні [1].

У незалежній підвісці (рис. 1.2) ніякої жорсткої балки немає, праве і ліве колеса не пов'язані між собою і тому рухаються абсолютно самостійно. Під рухом тут мається на увазі не кочення дорогою, а коливання у вертикальній і горизонтальній площині при русі автомобіля по нерівностях дорожнього полотна. Незалежна підвіска дозволяє зберегти горизонтальне положення кузова, навіть якщо одне з коліс потрапило у вибоїну або наїхало на нерівність.



Рисунок 1.2 – Незалежна підвіска

З погляду комфорту незалежна підвіска вигідніша, адже з нею крен кузова значно менший, отже, тролейбус зручніший для пасажирів. На відміну від залежної, незалежна підвіска сьогодні – це стандарт підвіски передніх коліс автомобілів та приклад ефективної підвіски тролейбусів.

У ресорній підвісці виділяють такі елементи: пружний елемент підвіски (пружина), гасний елемент (амортизатор) і стабілізатор поперечної стійкості.

Пружний елемент зменшує коливання кузова, що виникають через коливання коліс.

Функція стабілізатора поперечної стійкості зрозуміла вже з назви – він зменшує поперечні коливання кузова, при його нахилі утримує колеса на дорозі й не дає їм відірватися від дорожнього полотна. Особливо потрібен стабілізатор під час крутих швидкісних поворотів, коли відцентрові сили намагаються нахилити кузов і існує ризик перекидання [1].

Амортизатор (рис. 1.3) стримує коливання кузова, зменшуючи їх амплітуду. Конструктивно він являє собою поршень і працює за принципом стиснення. Залежно від субстанції, що стискається (це може бути або газ, або рідина), амортизатори можуть бути газовими або гідравлічними.

У гідропідвісці (рис. 1.4) замість амортизаторів використовуються особливі труби конічної форми (їх також називають «булями»), заповнені спеціальним маслом (LHM). На верхньому кінці кожної такої труби знаходяться гідроаккумулятори, виконані у вигляді сфер. Усього їх чотири – на кінці кожної трубки. Влаштовані вони так: порожнина всередині сфери розділена на дві частини, в одній з яких – масло (через зелений колір його часто називають «зеленкою»), а в іншій – газ (азот). Між ними розташована м'яка еластична мембрана [1].



Рисунок 1.3 – Амортизатор у гідропідвісці

У цій системі рідина виконує роль силового елемента, що передає тиск від коліс (аналогічно амортизатору, трубки закріплені одним кінцем на осі колеса) на кузов. А газ є амортизуючим еластичним елементом, який пом'якшує коливання та розгойдування кузова. Коли колесо наїжджає на вибоїну, його коливання опосередковано через масло у трубці впливають на еластичну мембрану і далі на азот, змушуючи його стискатися. Гідропневматичні амортизатори працюють значно м'якше за звичайні, тому тролейбус рухається дуже плавно і пасажери не відчують поштовхів та коливань кузова.

Таким чином, гідропідвіска має такі переваги перед звичайною:

- Краща плавність ходу і, відповідно, вищий рівень комфорту.
- Можливість регулювання дорожнього просвіту прямо з салону автомобіля.
- Сучасні розробки керівних органів підвіски здатні самостійно адаптувати дорожній просвіт до манери водіння водія, швидкості руху та якості дорожнього полотна.

Одним з конструктивних рішень пружного елемента гідропідвіски є конструкція пневмогідролічної ресори транспортного засобу (рис. 1.5) [11], що містить циліндр з поршнем, гідроакумулятор, змонтований у безштоковій порожнині та з'єднаний з порожниною циліндра через клапан, виконаний у вигляді корпусу з осьовим профільним отвором і підпружиненим затвором, встановленим з кільцевим зазором у згаданому отворі, та демпфер максимальних коливань, яка відрізняється тим, що корпус виконаний у вигляді стакана з дросельним отвором у днищі та радіальними каналами в його циліндричній частині, в корпусі встановлений підпружинений ступінчастий плунжер з центральним отвором, більша ступінь якого перекриває радіальні канали, з'єднана з затвором і утворює з корпусом дві порожнини, з'єднані між собою через наскрізні аксіальні отвори у більшій ступені плунжера, менша ступінь плунжера встановлена у гільзі, закріпленій у днищі корпусу, а в центральному отворі плунжера встановлений ступінчастий шток, на меншій ступені якого рухомо встановлена шайба, а більша ступінь закріплена

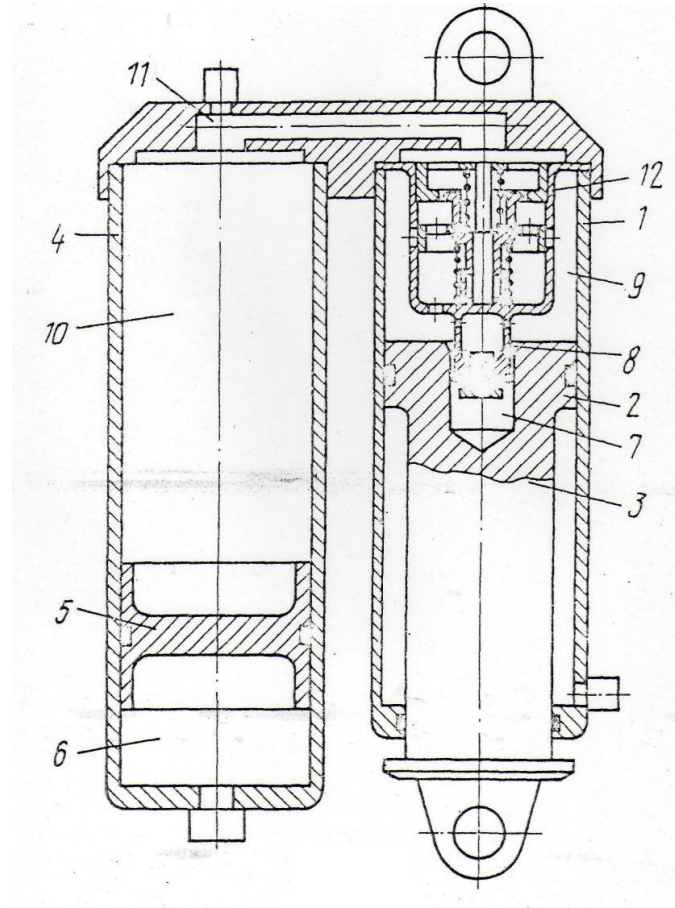


Рисунок 1.5 – Гідропневматична підвіска

у днищі та утворює з гільзою додаткову порожнину, з'єднану з однією з порожнин корпусу через поздовжній паз, виконаний на циліндричній частині меншої ступені плунжера, з двох боків якого по його осі встановлені дві пружини стиснення, одна з яких розміщена між днищем і торцем більшої ступені плунжера, а інша – між верхньою частиною корпусу і шайбою, обмежуючи її деформацію на ході стиснення або відбою ресори, причому площа кільцевого зазору більша за площу дросельного отвору клапана [1,2].

Пневмогідрравлічна ресора працює таким чином.

Коливання транспортного засобу при русі його нерівним шляхом викликають переміщення штока 3 відносно циліндра 1 (рис. 1.5).

На ході стиснення ресори, тобто коли шток 3 входить в основний циліндр 1, поршень 2 витискає робочу рідину з гідрравлічної порожнини 9 циліндра 1 через корпус 12 і канал 11 до гідрравлічної порожнини 10 циліндра 4, переміщуючи плаваючий поршень 5, який стискає газ у порожнині 6. На ході

відбою, тобто коли шток 3 виходить назовні з циліндра 1, тиск робочої рідини у порожнині 9 зменшується, а стиснений у порожнині 6 газ витискає робочу рідину з порожнини 10 через клапан 12 у порожнину 9. Унаслідок різниці тисків у порожнинах 9 і 10 при роботі ресори на затворі 16 корпусу 12 створюється перепад тиску.

Поки коливання транспортного засобу відбуваються з частотами, що не перевищують частоту кінця резонансної зони, швидкість переміщення штока 3 з поршнем 2 відносно основного циліндра 1 така, що сили, викликані перепадом тиску на затворі 16 клапана 12, недостатньо для подолання рівнодійних сил пружин 27 і 28 на ході стиснення або сили пружини 27 на ході відбою, тобто затвор 16 нерухомий і розташований у площині найменшого перетину отвору 15. Радіальні канали 14 корпусу 12 перекриті плунжером 17 і рідина перетікає з порожнини 9 у порожнину 19 і назад через дросельний отвір 13, порожнини 18 і 19 отвір 20 та кільцевий зазор отвору 15, забезпечуючи прогресивне зростання гідравлічного опору на дросельній ділянці характеристики. При цьому, оскільки площа дросельного отвору 17 значно менша за площу кільцевого зазору, основний гідравлічний опір клапана 12 створюється на дросельному отворі 13.

При подальшому підвищенні частоти коливань збільшуються швидкості течії рідини через клапан 12 і перепад тисків на затворі 16. Сила, викликана перепадом тиску, стає більшою за рівнодійну сил пружин 27 і 28 на ході стиснення або сили пружини 27 на ході відбою, внаслідок чого затвор 16 разом з плунжером 17 переміщується у бік руху рідини, відкриваючи радіальні канали 14. Величина переміщення плунжера 17 визначається моментом настання динамічної рівноваги сил, що діють на нього з боку пружин 27 і 28 та перепаду тиску на затворі 16. При цьому сила гідравлічного опору ресори стає меншою, ніж при розташуванні затвора 16 у площині найменшого перетину отвору 15, а швидкість відносного руху циліндра 1 і штока 3 – більшою.

При появі у підвісці великих коливань у роботу вступає демпфер максимальних коливань. При стисненні ресори корпус демпфера 31 максимальних коливань заходить в отвір 7 штока 3. При цьому пластмасові

кільця 32, встановлюючись конічною поверхнею входу 8, перекривають отвір 7, і внаслідок підвищення тиску під пластмасовими кільцями 32 кулька 35 клапана демпфера переміщується, стискаючи пружину 36. Робоча рідина, перетікаючи у корпус демпфера 31 і далі через отвір 37 до гідравлічної порожнини 9 циліндра 1, створює велику силу опору, необхідну для ефективного гасіння коливань.

На ході відбою тиск під пластмасовими кільцями 32 зменшується і клапан демпфера закривається. Однак розрідження під пластмасовими кільцями 32 не створюється, оскільки вони переміщуються, стискаючи пластинчасту пружину 33 і утворюючи тим самим зазор між торцем корпусу демпфера 31 і кільцями 32, через який перетікає рідина, причому сила опору демпфера максимальних коливань при відбої ресори встановлюється болтом 34 шляхом зміни натягу пластинчастої пружини 33.

Недоліком цієї ресори є складність конструкції пристрою автоматичного сполучення робочих порожнин ресори і неможливість повернення ним витоків газу, оскільки вхідні отвори в цей пристрій розташовані у рідині. Унаслідок цього не відбувається автоматичне відновлення розрахункових рівнів рідини та мас газу в цих порожнинах, тобто пружні характеристики ресори також не відновлюються.

Новий технічний результат досягається тим, що у пневмогідравлічній ресорі транспортних засобів [3], що містить циліндр з верхньою і нижньою кришками, заповнений рідиною та газом, поршень з порожнистим штоком, в якому розміщена камера протитиску, з'єднана з кільцевою порожниною між стінками циліндра і порожнистим штоком, та пристрій, що з'єднує надпоршневу порожнину з камерою протитиску у положенні розрахункової рівності тисків у цих порожнинах, що включає шток, закріплений аксіально у верхній кришці циліндра, відрізняється тим, що у днищі поршня виконаний наскрізний центральний отвір, в якому розміщений шток згаданого пристрою, на зовнішній поверхні штока в його середній частині виконана проточка з фасками для сполучення між собою надпоршневої порожнини та камери протитиску, при цьому ресора забезпечена ущільненням для штока,

встановленим у наскрізному центральному отворі поршня, двома трубками, встановленими співвісно зі штоком у надпоршневій порожнині та у камері протитиску, суміжні кінці трубок герметично закріплені у наскрізному центральному отворі поршня, а вільні кінці розташовані на межах розподілу рідини та газу у положенні проточки штока навпроти його ущільнення, і заспокоювачами рідини, встановленими у надпоршневій порожнині та у камері протитиску в зонах вільних кінців трубок.

У результаті виходить S-подібна пружна характеристика, необхідна для забезпечення однакової плавності ходу та доброї стійкості завантаженого і незавантаженого засобу. Однак відносне ковзання поршня 4 і циліндра 1 призводить до витоків рідини та газу через ущільнення 5, що змінює пружну характеристику ресори.

У момент навантаження або розвантаження транспортного засобу, а також при великих відносних ходах ресори ущільнення 13, встановлене у проточці 14 наскрізного центрального отвору 13 поршня 4, опиняється навпроти проточки 17 штока 11, закріпленого у верхній кришці 2, що забезпечує сполучення між собою надпоршневої порожнини 10 і камери протитиску 7. Якщо виток рідини накопичився у надпоршневій порожнині 10, то її рівень виявиться вищим за вільний кінець трубки 15, і у момент сполучення порожнин зайва рідина перетече вниз з надпоршневої порожнини 10 у камеру протитиску 7. Після відновлення розрахункових рівнів рідини відбувається і відновлення кількості газу в цих порожнинах. Якщо ж витік рідини накопичився у камері протитиску 7, то її рівень опиниться вище вільного кінця трубки 16, що порівняно з розрахунковими тисками викличе збільшення тиску у камері протитиску 7 та зменшення тиску у надпоршневій порожнині 10. Унаслідок дії перепаду тисків зайва рідина перетече вгору з камери протитиску 7 до надпоршневої порожнини 10, а потім відбудеться відновлення кількості газу в цих порожнинах.

Недоліком цієї ресори є неможливість регулювання геометричних параметрів прохідності транспортного засобу, що звужує, залежно від навантаження (наповнення салону), його функціональні можливості.

У статичному положенні транспортного засобу без вантажу у гідравлічній камері 18 тиск атмосферний. За рахунок тиску рідини у порожнині 4 (отже, у камері 6) та різниці тисків газу в камерах 11 і 16 діафрагма 9 прилягає до стінки балона 6, а діафрагма 15 прилягає до стінки балона 7, протилежної каналам 17.

У процесі руху транспортного засобу по нерівностях циліндр 1 переміщується вгору і вниз. У першому випадку рідина з порожнини 4 витискається через демпфер 14 і канал 13 у камеру 10. При цьому діафрагма 8 деформується і газ у камері 11 (пружний елемент підвіски) стискається. Зростання тиску газу залежно від вертикального переміщення опорного елемента має плавний характер (без точок перегину) в усьому діапазоні роботи підвіски.

Перед завантаженням транспортного засобу камеру 18 з'єднують за допомогою золотника 20 з напірною гідравлічною магістраллю 21, унаслідок чого діафрагма 15 деформується, газ з камери 16 через канал 17 надходить до камери 12, діафрагми 9 і 8 деформуються (перша – більшою мірою), циліндр 1 переміщується вниз, викликаючи збільшення кліренсу транспортного засобу.

Недоліком цієї підвіски є великі втрати енергії через значні габарити.

Існує також підвіска транспортного засобу (рис. 1.6) [14], що містить гідропневматичний акумулятор, розділений пружною мембраною на пневматичну і гідравлічну порожнини, циліндр, з'єднаний з гідроакумулятором та підресореною масою, дроселюючий пристрій, що зв'язує гідравлічні порожнини гідроакумулятора і циліндра, захисний пристрій, приєднаний до вільного торця циліндра, яка відрізняється тим, що з метою поліпшення експлуатаційних характеристик за допомогою використання пружних властивостей газового середовища у штоковій порожнині циліндра виконано отвір, що з'єднує порожнину з атмосферою через зворотний клапан, а захисний пристрій являє собою кришку з ущільненнями.

Робота підвіски здійснюється таким чином [3].

Регулювання висоти положення кузова транспортного засобу над рівнем дороги здійснюється шляхом створення тиску газу або в пневматичній

порожнині 5 акумулятора 2, або в пневматичній порожнині 12 циліндра 9 через отвір 20 чи канал 15 відповідно.

На ході стиснення підвіски зусилля через рідину гідравлічних порожнин 6 і 8 передається через еластичну перегородку 4 газу, що стискається, пневматичної порожнини 5 акумулятора та за рахунок розрідження газу пневматичної порожнини 12 циліндра 9.

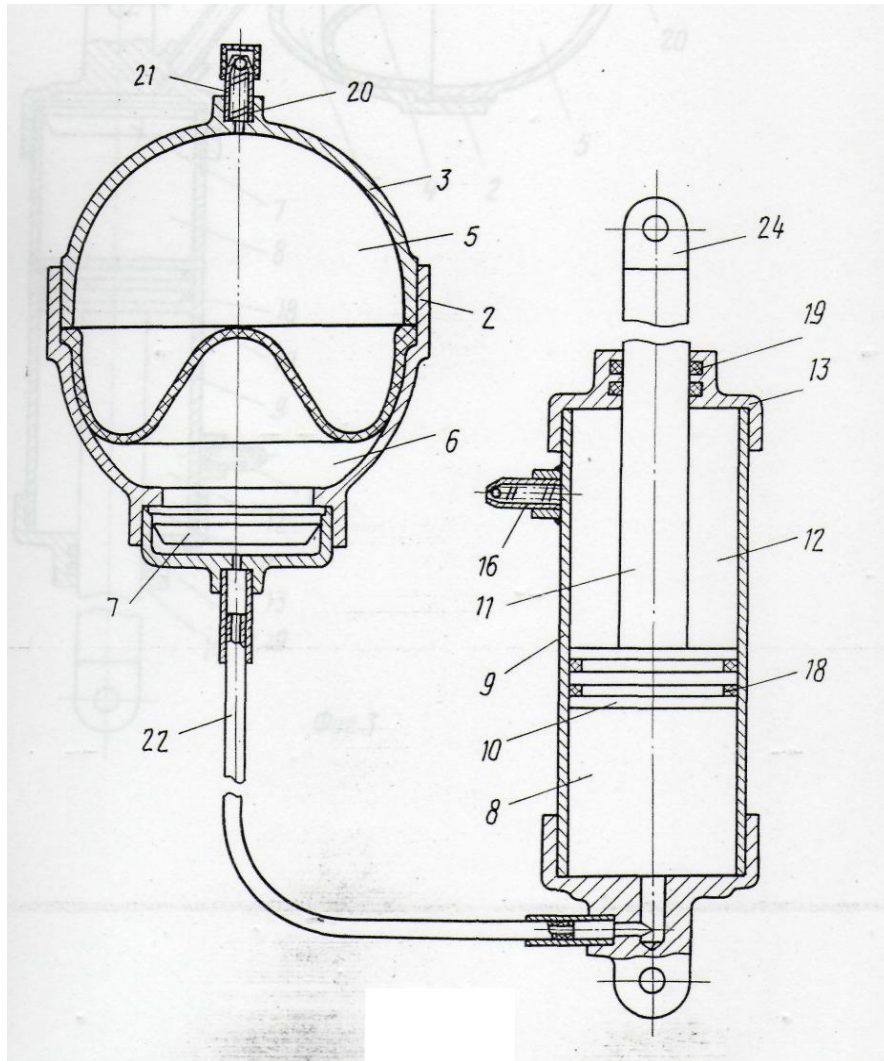


Рисунок 1.6 – Гідропневматичний акумулятор

На ході відбою підвіски залишкове зусилля через поршень 10 передається газу пневматичної порожнини 12 циліндра 9, при цьому компенсація зусилля ходу відбою здійснюється за допомогою пружного стиснутого газу пневматичної порожнини 12 та за рахунок відносного зменшення тиску газу у пневматичній порожнині 5 акумулятора.

При виникненні випадкових витоків газу з пневматичної порожнини 12 циліндра 9 автоматично відбувається підзарядка зазначеної порожнини повітрям з атмосфери за допомогою зворотного клапана 16. Підзарядка здійснюється поблизу верхньої точки ходу стиснення підвіски, коли розрідження, тобто від'ємний перепад тиску у пневматичній порожнині 12 відносно атмосферного тиску, досягне значення, більшого за встановлений перепад тиску спрацьовування зворотного клапана.

Недоліком цієї підвіски є те, що вона не розрахована для великих (важких) транспортних засобів. Тому може використовуватися у підвісках автомобілів малого або особливо малого класу.

Відома пневмогідрравлічна підвіска транспортного засобу, що містить пневмогідрравлічну ресору з гідроакумуляторами, з'єднаними з насосною установкою, та блок управління, що включає в себе датчик вертикальних переміщень, клапани і золотники з електромагнітним керуванням, відрізняється тим, що з метою підвищення плавності ходу шляхом зменшення резонансних коливань транспортного засобу датчик вертикальних переміщень встановлений на корпусі транспортного засобу, а блок управління забезпечено електронним пристроєм, електрично пов'язаним зі згаданими золотниками та клапанами гідроакумуляторів, і ланкою диференціального типу для зміни фази коливання на чверть періоду, встановленою між зазначеними датчиком та електронним пристроєм (рис. 1.7) [3].

Під час руху транспортного засобу поверхнею з періодичним профілем корпус 5 здійснює вертикальні або кутові коливання, що відстають на чверть періоду від вертикальних переміщень колеса 7, яке обкочує періодичний профіль і створює збурювальну силу в коливальній системі: корпус – пружний елемент у вигляді газової камери.

Датчик 18 вертикальних переміщень виробляє змінний сигнал, пропорційний амплітуді коливань корпусу та який перебуває з коливаннями корпусу в одній фазі. Цей сигнал диференціюється ланкою 19 диференціального типу. При цьому фаза отриманого змінного сигналу випереджає фазу переміщень корпусу на чверть періоду, тобто збігається з

фазою збурювальної сили, отриманої від переміщення колеса, оскільки при диференціюванні змінної гармонійної величини відбувається випередження фази на чверть періоду у продиференційованого сигналу. Диференційований сигнал, пройшовши підсилення в підсилювачі 20, подається в електронний пристрій, що виробляє електричні керуючі імпульси для електромагнітних золотників 15, 14 та клапанів 10 і 11 гідроаккумуляторів 12 і 13, які перебувають у одній фазі з вертикальним переміщенням колеса.

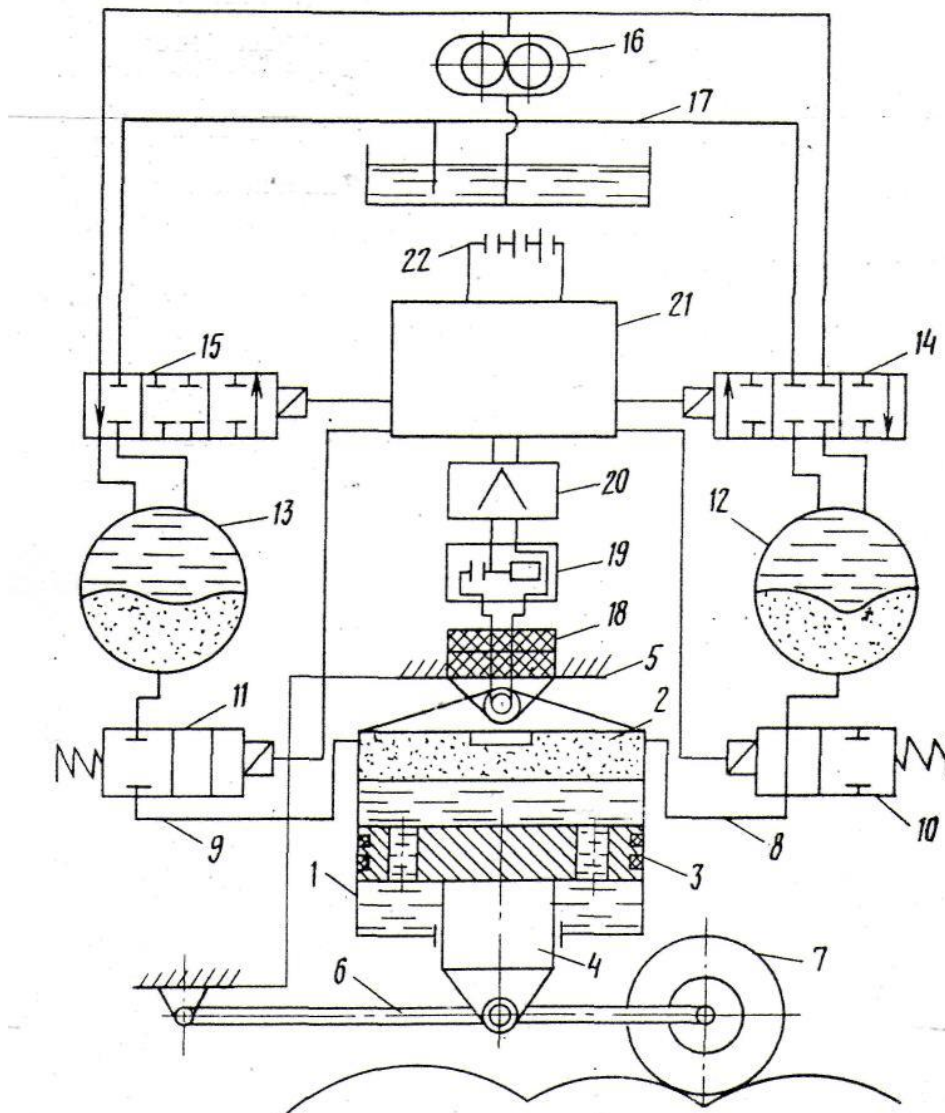


Рисунок 1.7 – Підвіска з гідропневматичним акумулятором

Гідроаккумулятори 12 і 13 працюють послідовно, причому цикл роботи кожного гідроаккумулятора за часом дорівнює двом періодам переміщення колеса. Під час опускання колеса 7 у западину періодичного профілю шток 4 і

поршень 3 переміщуються вниз, клапан 10 при цьому з'єднує порожнину з попередньо стисненим газом гідроаккумулятора 12 з газовою камерою 2 циліндра 1. Газ з гідроаккумулятора 12 надходить у циліндр 1 і перешкоджає переміщенню циліндра вниз услід за поршнем.

При наочуванні колеса на виступ нерівності керуючий імпульс електронного пристрою 21 переміщує золотник 14 і з'єднує гідравлічну порожнину гідроаккумулятора 12 зі зливом 17. Тоді поршень 3, що рухається вгору, виштовхує газ із камери 2 у газову порожнину гідроаккумулятора 12, і циліндр 1 залишається нерухомим, чим суттєво зменшується збурювальна сила від колеса і відповідно амплітуди резонансних кутових та вертикальних коливань. При цьому газова порожнина гідроаккумулятора 13 клапаном 11 від'єднується від газової камери 2 циліндра 1, а гідравлічна порожнина гідроаккумулятора 13 золотником 15 з'єднується з насосною установкою 16, і протягом усього часу руху колеса у западині відбувається стиснення газу у гідроаккумуляторі 13.

При проходженні колесом наступної западини з циліндром 1 з'єднується гідроаккумулятор 13, а в гідроаккумуляторі 12, з'єднаному з насосною установкою 16, відбувається стиснення газу. Таким чином, гідроаккумулятори працюють поперемінно з періодом, що дорівнює подвоєному періоду вертикальних переміщень колеса.

Недоліком цієї системи є складність конструкції, що, своєю чергою, ускладнює технічне обслуговування.

Існує також підвіска з рекуперацією енергії коливань транспортного засобу (рис. 1.8) [4], що містить заповнений рідиною циліндр, в якому встановлений поршень, відділяючи у ньому поршневу та штокову порожнини, гідропневматичний акумулятор, гідравлічна порожнина якого через магістраль низького тиску та впускні клапанні пристрої пов'язана зі згаданими штоковою і поршневою порожнинами циліндра, які через випускні клапанні пристрої, магістраль високого тиску і регулятор з'єднані з гідродвигуном приводу генератора, яка відрізняється тим, що з метою розширення функціональних можливостей у циліндрі та штоці встановлено напрямну трубу, один кінець якої

відкритий і заповнений рідиною, в іншому кінці змонтовано пружну діафрагму, при цьому порожнина труби між діафрагмою і рідиною заповнена стисненим газом, а регулятор забезпечений змонтованою в корпусі мембраною, навантаженою натискним пристроєм, що взаємодіє з кулачком, кінематично пов'язаним з покажчиком навантаження транспортного засобу.

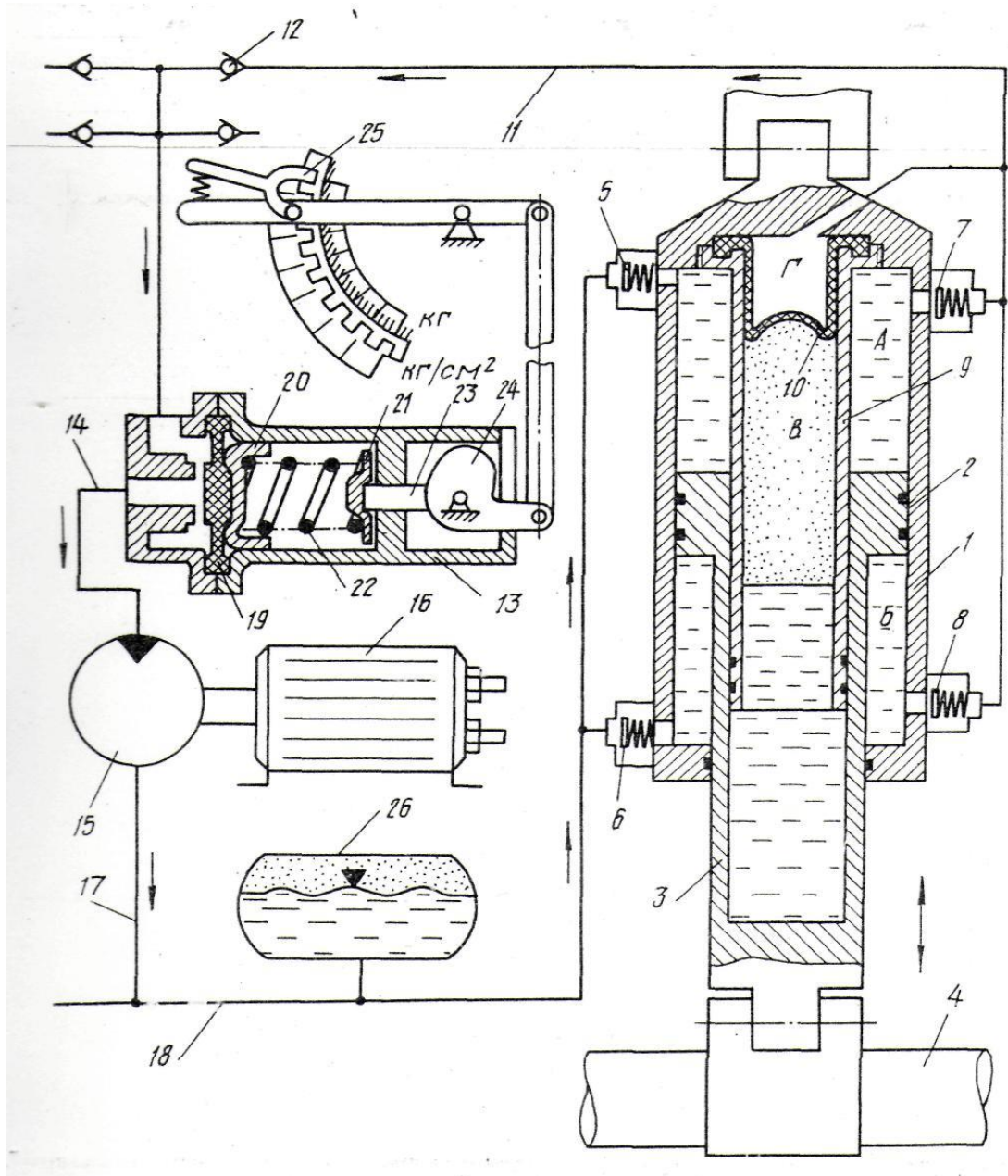


Рисунок 1.8 – Підвіска з рекуперацією енергії коливань

При певному статичному навантаженні транспортного засобу положення поршня 2 у циліндрі 1 визначається тиском газу в порожнині В. На ході стиснення підвіски поршень 2 зі штоком 3 переміщується вгору, а рідина, що

знаходиться у порожнині штока 3, стискає газ у порожнині В, забезпечуючи пружні властивості підвіски. Одночасно рідина з порожнини А через клапанний пристрій 7 і з порожнини Г безпосередньо витискається у магістраль 11 і далі через регулятор потрапляє у гідродвигун 15, приводячи його в обертання. Тиском рідини у порожнині А клапанний пристрій 5 утримується закритим, а у порожнині Б створюється розрідження, під дією якого рідина надходить до неї з магістралі 18. Після граничного стиснення газу в порожнині В поршень 2 починає рухатися вниз. При цьому клапанний пристрій 6 закривається і рідина витискається через клапанний пристрій 8, забезпечуючи роботу гідродвигуна 15. При зміні статичного навантаження транспортного засобу за допомогою покажчика навантаження повертають кулачок 24 у відповідне положення для зміни жорсткості пружини 22, що визначає тиск газу в порожнині В.

Недоліком цієї підвіски є недостатня ефективність роботи для широкого використання, а саме неможливість заправки газом і рідиною порожнини штока без повного розбирання пристрою [5].

Більшості перерахованих вище недоліків позбавлена наступна гідропневматична підвіска (рис. 1.9) [6].

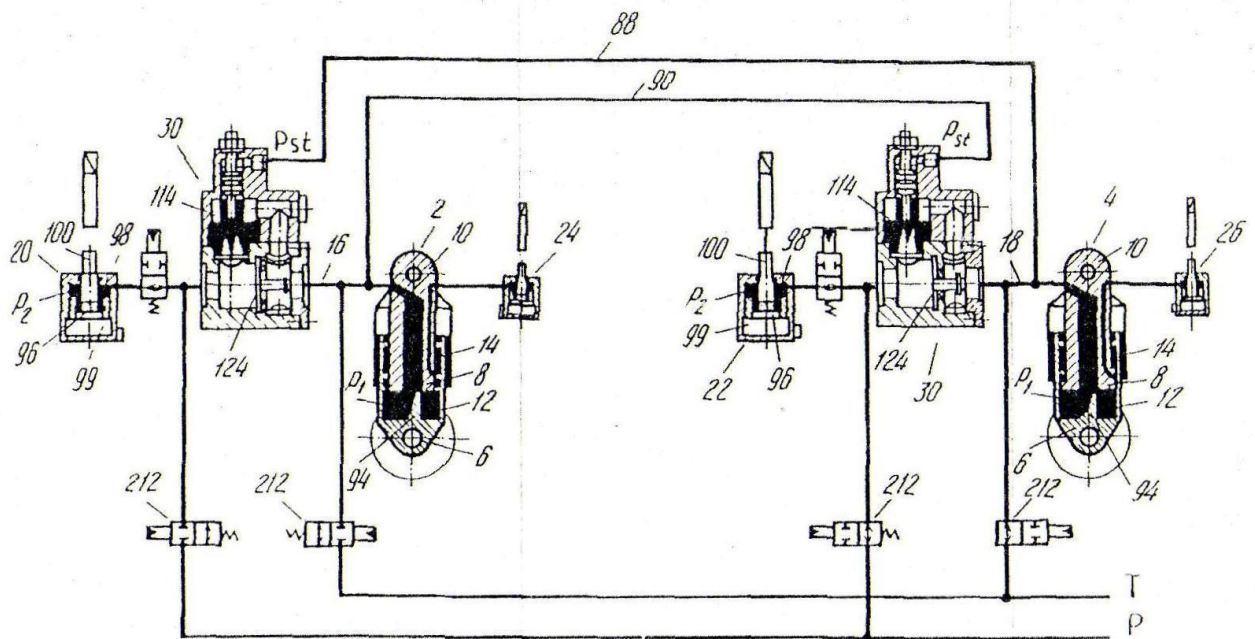


Рисунок 1.9 – Гідропневматична підвіска з амортизаційним клапаном

Гідропневматична підвіска складається з циліндра і проведеного в ньому з можливістю переміщення для підтиснення та відбою, навантаженого гідравлічним середовищем, зокрема маслом, поршня амортизаційної стійки. Гідравлічне середовище при підтисненні та відбої тече у прямому та зворотному напрямках через гідравлічний зв'язок між амортизаційною стійкою і одним щонайменше гідропневматичним пружинним акумулятором, що містить стискуване середовище, причому пружинний акумулятор шляхом стиснення стискуваного середовища виробляє гідравлічний тиск, який в амортизаційній стійці шляхом навантаження поршня створює пружне зусилля. Під час відбою амортизаційної стійки та з'єднання з пружинним акумулятором по черзі замикається і розмикається.

2 РОЗРОБКА ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЇ РЕСОРНОЇ ПІДВІСКИ

Підвіска виконується переважно гідропневматичною, причому робоче середовище при пружинуванні та відбої протікає у прямому і зворотному напрямках через гідравлічне з'єднання між амортизаційною стійкою та одним щонайменше гідропневматичним пружинним акумулятором, що містить стискуване середовище, причому пружинний акумулятор за допомогою стиснення стиснуваного середовища створює гідравлічний тиск, який в амортизаційній стійці через навантаження поршня виробляє пружне зусилля.

У такого роду системах підвіски за допомогою підпружинюючих і відбійних переміщень поршня приводиться у дію гідравлічне середовище, що міститься в амортизаційній стійці. При пружинуванні певний об'єм робочого середовища витискається поршнем з циліндра амортизаційної стійки до одного щонайменше пружинного акумулятора, унаслідок чого зменшується об'єм стиснуваного середовища, що міститься у пружинному акумуляторі. За допомогою цього стиснення викликається зростання тиску і тим самим пружна дія, яка при подальшому відбої виробляє зворотне протікання гідросередовища з пружинного акумулятора до амортизаційної стійки [2].

Однак нині у відомих системах підвіски недоліком є те, що при підтисненні надпропорційно зростає пружне зусилля, унаслідок цього при відбої дуже сильно прискорюється амортизаційна стійка. Оскільки в автомобілях ці властивості призводять до таких проблем, як, наприклад, у випадках, коли колесо долає нерівність, тобто узвишшя, колесо після узвишшя дуже швидко переміщується вниз, тобто воно потрапляє назад на проїзну частину дороги. Це можна спостерігати, зокрема, у важких вантажних автомобілів, які тим самим спричиняють пошкодження доріг, тоді як унаслідок постійного проходження нерівностей багатьма автомобілями один за одним виникають серії вибоїв. Крім того, описані властивості, зокрема також при їзді по кривій, мають недолік у тому, що при цьому в разі потреби амортизаційні стійки, розташовані на зовнішньому боці кривої, підтискають через відцентрову силу, яка з'являється, а на внутрішньому боці кривої відбиваються, причому

відбійні амортизаційні стійки на підставі пневматично створеного пружного зусилля ще більше відхиляють автомобіль до зовнішнього боку, і таким чином невідгодно нахиляють автомобіль ще більше, ніж це сталося б лише за допомогою відцентрової сили.

Нині відомо, а саме, дроселювання гідропотоку, що з'являється при відбої, за допомогою придатних амортизуючих клапанів. Щоправда, це не дає задовільного рішення зазначених проблем, тому що відомі демпфуючі клапани засновані на «принципі опору потоку», причому в демпфуючому потоці свідомо створюють завихрення і турбулентність, що призводить до дуже небажаного нагрівання гідравлічного середовища, зокрема у гідропневматичних системах. Оскільки тепло передається до пневмосередовища, змінюється характеристика демпфування. Крім того, унаслідок турбулентності, особливо при високих швидкостях потоку, можуть виникати небезпечні явища корозії [2].

Тому в основі винаходу лежить задача вдосконалити систему підвіски вищезазначеного типу таким чином, щоб особливо простим та ефективним способом могли бути усунені вищеописані проблеми.

Відповідно до винаходу це досягається тим, що при відбої амортизаційної стійки з'єднання з пружинним акумулятором поперемінно замикається і відкривається. Це означає, що при появі відбійного переміщення амортизуючої стійки пружинний акумулятор спочатку «від'єднується» від амортизаційної стійки, так що робоче середовище не може більше протікати з пружинного акумулятора до амортизаційної стійки. Тоді в амортизаційній стійці укладений (відокремлений) певний об'єм гідравлічного середовища, у якому в перший момент ще панує той самий тиск, як і у пружинному акумуляторі, причому цей тиск за допомогою навантаження поршня виробляє певне пружне зусилля або ж підтримуюче зусилля. Тепер винахід ґрунтується на знанні того, що внаслідок незначної стискуваності робочого середовища, незважаючи на його замкнення в амортизаційній стійці, можливе незначне подальше відбійне переміщення амортизаційної стійки, і що внаслідок цього настає «розширення» замкненого робочого середовища, тобто швидке падіння тиску, унаслідок чого також

швидко падає пружне зусилля. Таким чином, активно усувається для більшості випадків шкідливе швидке підштовхування амортизаційної стійки в напрямку відбою. Тепер згідно з винаходом при подальшому ході відбою відбувається кероване, дозоване, поступове «випускання» робочого середовища з пружинного акумулятора до амортизаційної стійки, тоді як з'єднання з пружинним акумулятором, постійно чергуючись, знову створюється і знову блокується, поки повністю не закінчиться відбійне переміщення. Тим самим досягається дуже щадний відбій, під час якого згідно з винаходом пружне зусилля, представлене у вигляді графічної характеристики, має «зубцеподібну» форму, що складається з тих, що опускаються і піднімаються бічних сторін профілю, і при цьому переважним чином своїм значенням завжди лежить «нижче» «нормальної» характеристики пружини системи, не визначеної винаходом.

Таким чином, за допомогою винаходу при закритому, періодичному з'єднанні між амортизаційною стійкою і пружинним акумулятором настає стан, у якому панівний всередині амортизаційної стійки гідравлічний тиск падає і тому стає меншим за переважаючий у той самий час у пружинному акумуляторі гідравлічний тиск, оскільки останній за допомогою зсуву або ж стиснення стиснуваного середовища підтримується на відповідному значенні. Отже, з'являється перепад тисків між тиском амортизаційної стійки і пружинного акумулятора.

В особливо переважному варіанті виконання винаходу цей перепад тиску використовується тепер для того, щоб тим самим практично автоматично керувати поперемінним замиканням і відкриванням з'єднання між амортизаційною стійкою та відповідним пружинним акумулятором. Для цього згідно з винаходом у з'єднанні розташований відбійний клапан, який виконаний таким чином, що він автоматично при рівновазі тисків або ж при ще тільки незначній різниці тисків закриває (замикає), а при зростаючій різниці тисків при досягненні спеціально попередньо встановлюваного значення різниці відкриває. Згідно з винаходом тим самим практично створюється «автоматичне розмикання», причому у замкненому стані відбійного клапана в разі потреби

гідравлічний тиск амортизаційної стійки на підставі стискуваності гідросередовища знижується доти, доки не буде досягнута задана різниця тисків. Тоді відкриває клапан, так що вирівнювання тисків може здійснюватися через відкритий клапан, поки ще тільки має місце незначна, задана різниця тисків або навіть рівновага тисків і внаслідок цього клапан знову закриває. У цьому стані знову опускається гідравлічний тиск всередині амортизаційної стійки, а описаний процес повторюється доти, доки не закінчиться переміщення відбою.

Згідно з винаходом відбійний клапан має елемент, який у напрямку його замикання навантажений замикаючим зусиллям, а в напрямку його відкривання – відкриваючим зусиллям. Розмикаюче зусилля створюється за допомогою навантаження першої поверхні тиску клапанного елемента гідравлічним тиском пружинного акумулятора, а замикаюче зусилля виходить щонайменше за допомогою навантаження другої поверхні тиску клапанного елемента гідравлічним тиском амортизаційної стійки. При цьому особливо переважно, коли замикаюче зусилля складається зі створюваної за допомогою гідравлічного тиску амортизаційної стійки силової компоненти, а також зі створюваного за допомогою пристрою для попереднього затягування пружного пружного зусилля попереднього затягування. Тим самим згідно з винаходом можна змінювати висоту зусилля попереднього зсуву за допомогою гідравлічного переміщуючого пристрою, для чого переміщуючий пристрій містить таким чином навантажуваний керуючим тиском штовхач, що підвищення керуючого тиску викликає підвищення зусилля попереднього натягу. Це виконання є переважним, зокрема для переважного використання системи підвіски автомобілів, коли як керуючий тиск використовується гідравлічний тиск однієї розташованої в автомобілі, зокрема на протилежному до амортизаційної стійки боці автомобіля, далекої амортизаційної стійки. При цьому з'являється переважний ефект, що полягає в тому, що досягається автоматична стійкість автомобіля проти коливальних рухів (нахилу навколо поздовжньої осі автомобіля). Якщо, наприклад, автомобіль їде по лівій кривій, то підтискає – через відцентрову силу – ті, що лежать зовнішнім боком кривої,

отже, у цьому випадку праві амортизаційні стійки, а ті, що розташовані по внутрішньому боку кривої, ліві амортизаційні стійки відбивають. Підтиснення правих амортизаційних стійок викликає підйом їх гідравлічного тиску і тим самим також керуючого тиску, що навантажує відбійні клапани лівих амортизаційних стійок. Унаслідок цього відбійні клапани відкривають – через також зростаючу силу попереднього затягування клапанних елементів – лише при більшій різниці тисків, тобто на внутрішньому боці кривої викликається ще більш сильне падіння сили пружини або ж сили підтримання. Отже, при гойданні автомобіля сила пружини кожної відбійної амортизаційної стійки падає значно крутіше, ніж при «нормальних» амортизуючих переміщеннях. Завдяки цьому дуже сильному падінню пружного або ж підтримуючого зусилля відбійних амортизаційних стійок переважно протидіють нахилу автомобіля у напрямку відцентрової сили.

Таким чином, визначена винаходом система підвіски відрізняється керованою, зокрема через різницю тисків, що діє лише у напрямку відбою «амортизацією», причому ця «амортизація» у переважному варіанті виконання автоматично узгоджується з рівнем введеної в разі потреби при підпружинуванні в амортизаційну стійку енергії, і причому акумульована енергія під час відбою згідно з винаходом знову таким чином дозовано зменшується, що хоча амортизаційна стійка знову плавно відбиває, проте усувається «ефект зворотного поштовху».

При цьому визначена винаходом стійкість не має ніякого негативного впливу на характеристику підвіски, так що навіть всюдиходові автомобілі можуть оснащуватися визначеною винаходом системою.

У представленому на рис. 2.1 прикладі виконання визначеної винаходом системи підвіски з кожним колесом однієї осі автомобіля сполучена одна гідравлічна амортизаційна стійка 2,4. Кожна амортизаційна стійка 2,4 складається з одного циліндра 6 і одного проведеного в ньому з можливістю переміщення для підтиснення та відбою поршня 8, який з'єднаний з поршневим штоком 10, що виводить герметично з циліндра 6 назовні. Амортизаційні стійки 2,4 відомим чином з циліндром 6 з одного боку і поршневим штоком 10 з

іншого боку розташовуються між непідпружиненою масою (автомобільне колесо, вісь) і підпружиненою масою (автомобільна рама, конструкція). Переважним чином поршень 8 відокремлюють у разі потреби всередині циліндра 6 одну «сприймаючу навантаження» порожнину 12 від оточуючого поршневої шток 10 кільцевого простору 14. Будь-яка порожнина 12 циліндра містить гідравлічне середовище і через гідравлічне з'єднання 16 або 18 пов'язана з гідропневматичним пружинним акумулятором 20 відп. 22. У представленому переважному варіанті виконання винаходу в разі потреби і кільцева порожнина 14 кожної амортизаційної стійки 2,4 заповнена гідравлічним середовищем і незалежно від циліндричної порожнини 12 гідравлічно з'єднана з окремим пружинним акумулятором 24 відп. 26 [6].

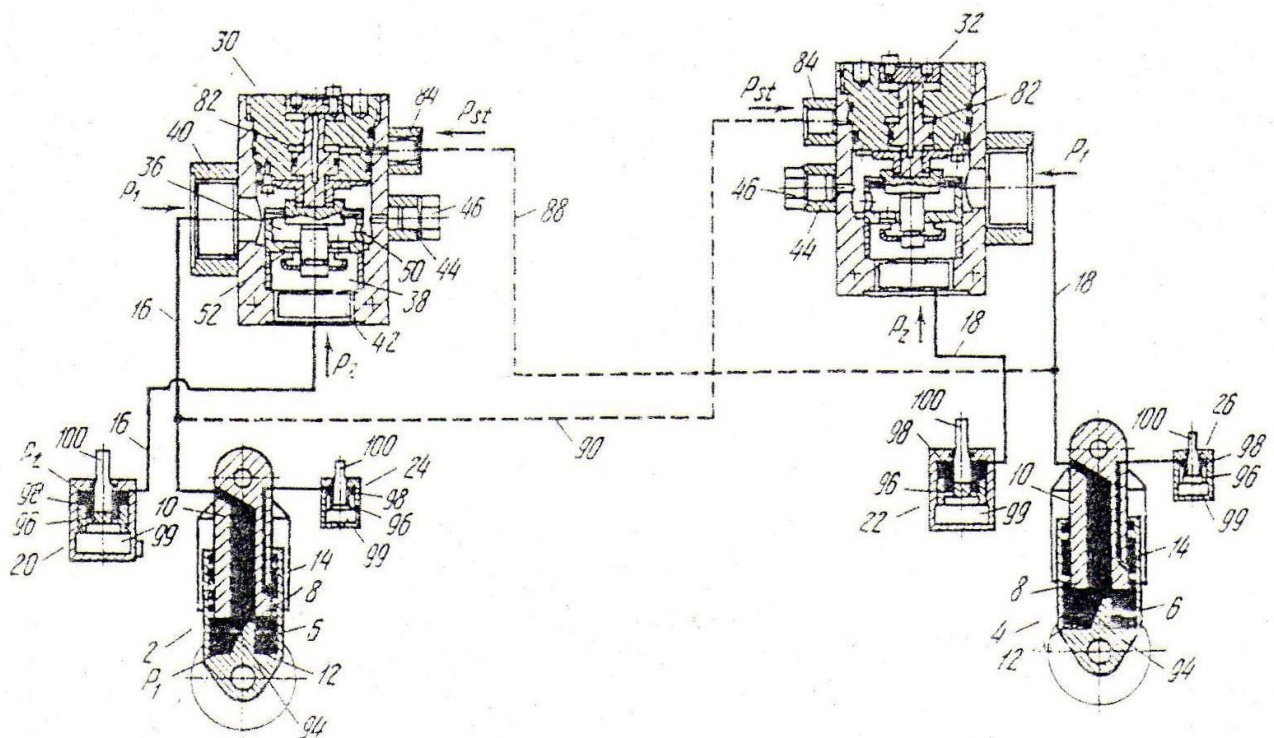


Рисунок 2.1 – Гідропневматична підвіска з амортизаційним клапаном

Згідно з винаходом тепер під час відбою кожної амортизаційної стійки 2,4 з'єднання 16 відп. 18 між порожниною 12 і відповідним пружинним акумулятором 20 або 22 з чергуванням замикається і відкривається. При цьому особливо переважним є автоматичне керування замиканням і відкриванням з'єднання 16/18 з одного боку за допомогою панівного в разі потреби в

циліндричній порожнині 12 амортизаційної стійки 2/4 гідравлічного тиску p_1 , а також з іншого боку за допомогою панівного в разі потреби у пружинному акумуляторі 20/22 гідравлічного тиску p_2 або ж за допомогою з'являючої різниці між цими тисками.

Для цього в разі потреби у з'єднанні 16 відп. 18 між порожниною 12 циліндра амортизаційної стійки 2 відп. 4 і відповідним пружинним акумулятором 20 відп. 22 розташований спеціальний демпфуючий клапан 30 відп. 32.

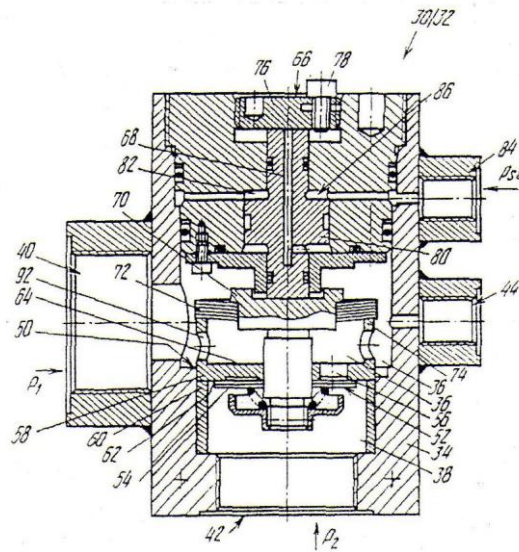


Рисунок 2.2 – Амортизаційний клапан

За допомогою рис. 2.2 тепер передусім має бути докладніше пояснена конструкція переважного варіанта виконання цього демпфуючого клапана 30/32. Демпфуючий клапан 30/32 має корпус 34 з однією першою напірною камерою 36 і однією другою напірною камерою 38. У першу камеру 36 стиснення входить приєднувач 40 амортизаційної стійки, а у другу камеру 38 стиснення – приєднувач 42 пружинного акумулятора. Як виходить з рис. 2.1, до приєднувачів 40, 42 приєднані з'єднання 16/18. У першу напірну камеру 36, крім того, може впадати приєднувач 44 для заповнення і видалення повітря, при режимі роботи закритий, наприклад, нарізною пробкою 46 (рис. 2.1).

Між з'єднаною з діючою у теперішній час амортизаційною стійкою 2/4, першою напірною камерою 36 і з'єднаною з відповідним пружинним акумулятором 20/22 другою напірною камерою 38 розташовані тепер з одного

боку один відбійний клапан 50, а з іншого боку один підтискаючий клапан 52, що паралельно підключається за схемою до останнього. Як ще більш точно буде пояснюватися нижче, відбійний клапан 50 відкриває за певних умов при потоці робочого середовища, що з'являється при відбої (течія з пружинного акумулятора у напрямку амортизаційної стійки), і закриває при зворотному, що з'являється при підтисненні потоці. Підтискаючий клапан 52 виконаний у вигляді пластинчастого зворотного клапана таким чином, що він потік робочої рідини, що з'являється при підтисненні амортизаційної стійки 2/4, тобто потік з амортизаційної стійки 2/4 до відповідного пружинного акумулятора 20/22, пропускає в основному недроселюваним, а при зворотному напрямку потоку герметично закриває. До того ж підпружинюючий клапан 52 містить пластинчастий, навантажуваний відносно невеликим пружним зусиллям попереднього затягування у напрямку замикання елемент 54, який закриває щонайменше один отвір 56, що з'єднує першу камеру 36 стиснення з другою камерою 38 стиснення.

Відбійний клапан 50 теж має пластинчастий елемент 58, який однією зовнішньою крайовою ділянкою однієї з двох своїх поверхонь герметично взаємодіє з однією поверхнею 60 сідла корпусу 34 клапана, так що він у своєму закриваючому положенні закриває прохід потоку між першою камерою 36 стиснення та другою камерою 38 стиснення, причому елемент 58 з боку першої напірної камери 36 прилягає до поверхні 60 сідла клапана. Згідно з винаходом елемент 58 відбійного клапана 50 у напрямку замикання, тобто з боку першої напірної камери 36, навантажений замикаючим зусиллям, а у протилежному напрямку розмикання – розмикаючим зусиллям, причому відкриваюче зусилля створюється навантаженням першої, оберненої до другої напірної камери 38 поверхні 62 тиску елемента 58 гідравлічним тиском p_2 пружинного акумулятора 20/22, і причому закриваюче зусилля виробляється щонайменше частково за допомогою навантаження другої, оберненої до першої напірної камери 36 поверхні 64 тиску елемента 58 клапана гідравлічним тиском p_1 амортизаційної стійки 2/4. Оскільки в представленому на рис. 2.2 закриваючому положенні елемент 58 клапана зовнішньою поверхневою

ділянкою своєї оберненої до другої напірної камери 38 поверхні щільно прилягає до поверхні сідла 62 клапана, згідно з винаходом перша поверхня 62 тиску елемента 58 клапана менша за протилежну другу поверхню 64 тиску. Крім того, особливо переважно, коли закриваюче зусилля додатково до створюваної за допомогою гідравлічного тиску p_1 амортизаційної стійки 2/4 силової компоненти збільшено ще за допомогою пружного зусилля попередньої затяжки, причому це зусилля попереднього натягу спеціально виробляється за допомогою розташованого з інтеграцією у корпусі 34 клапана пристрою 66 попереднього затягування, зокрема змінної висоти.

Пристрій 66 для попередньої затяжки має проведений з можливістю переміщення штовхач 68, який через стискаючу деталь 70 навантажує виконану переважно як тарілчаста пружина або ж пакет тарілчастих пружин пружину 72 стиснення, яка, своєю чергою, навантажує елемент 58 клапана. До того ж елемент 58 клапана має окружний, що проходить у напрямку першої напірної камери 36 кільцевий поясок 74, на якому пружина 72 стиснення своєю зовнішньою поверхневою областю пружно підтримується. Штовхач 68 навантажений тепер з одного боку механічно регульовальним гвинтом 76, за допомогою якого переважним чином може встановлюватися постійне мінімальне значення для зусилля попереднього затягування. Установчий гвинт 76 спеціально для запобігання небажаному переміщенню має затискний гвинт 78. Переважним чином штовхач 68 має тепер з іншого боку можливість навантаження також гідравлічним керуючим тиском p_{st} , через який висота зусилля попереднього затягування, а тим самим і висота зусилля замикання у сукупності переважним чином змінюється. Штовхач 68 має, до того ж, ділянку 80 нагнітального поршня, проведenu у камері 82 керуючого тиску корпусу 34 клапана. У цю камеру 82 керуючого тиску корпусу 34 клапана входить приєднання 84 для керуючого тиску. Згідно з винаходом, таким чином, утворено гідравлічний переміщуючий пристрій 86, причому штовхач 68, відповідно його ділянка 80 стискаючого поршня на оберненій від елемента 58 клапана та від пружини 72 стиснення стороні навантажений керуючим тиском p_{st} , так що згідно з винаходом підвищення керуючого тиску p_{st} викликає також

підвищення зусилля попереднього затягування. При цьому як керуючий тиск p_{st} переважно використовується, як видно з рис. 2.1, гідравлічний тиск p_1 , який панує в разі потреби в амортизаційній стійці, розташованій в автомобілі на протилежній стороні. Отже, у випадку представленого на рис. 2.1 варіанта виконання амортизуючий клапан 30 амортизаційної стійки 2 за представленою штрихами лінією 88 управління налаштовується тиском p_1 протилежної амортизаційної стійки 4, що застосовується як керуючий тиск, а амортизуючий клапан 32 амортизаційної стійки 4 за лінією 90 управління налаштовується тиском p_1 протилежної амортизаційної стійки 2. Мета та принцип дії цього визначеного винаходом виконання ще будуть пояснені нижче.

У представленому переважному варіанті виконання амортизуючого клапана 30/32 підтискаючий клапан 52 розташований у області елемента 58 відбійного клапана 50, для чого закриті елементом 54 клапана отвори 56 утворені в елементі 58 клапана і внаслідок цього елемент 54 клапана лежить паралельно елементу 58 клапана. При цьому кільцевий поясок 74 елемента 58 клапана має щонайменше один, переважно кілька, радіальних отворів 92, через які забезпечено те, що робоче середовище при підтисненні може потрапити з першої камери 36 стиснення через підтискаючий клапан 50 до другої камери 38 стиснення.

Як тепер можна бачити на рис. 2.1, кожна амортизаційна стійка 2, 4 переважним чином містить активний при підтисненні гідравлічний кільцевий амортизатор 94. До того ж розташований у проведеному назовні кінцевому ділянці поршневого штока 10 приєднувач для з'єднання 16/18 через канал, що аксіально проходить через поршневий шток 10 і поршень 8, входить у порожнину 12 циліндра. На протилежному, замкненому кінці циліндра розташований керуючий штифт, що виступає в осьовому напрямку у порожнину 12 циліндра, який має поперечний переріз, що зменшується у напрямку його вільного кінця. Цей керуючий штифт занурюється при підтисненні в канал поршня і поршневого штока, унаслідок чого виходить поперечний переріз потоку, що змінюється в функції шляху, який у напрямку кінцевого положення підтиснення зменшується до мінімального значення. Тим

самим підтискаюче переміщення за допомогою гідравлічного амортизатора повільно та щадно «пригальмовується».

Кожен пружинний акумулятор 20, 22; 24, 26 виконаний переважно у вигляді перетворювача тиску з плаваючим, що має дві різні за величиною поверхні тиску розділювальним поршнем 96. Розділювальний поршень 96 відокремлює у разі потреби гідравлічно з'єднану з амортизаційною стійкою 2/4 порожнину 98 акумулятора від амортизаційної камери 100, що містить стискуване середовище. Для досягнення різних за величиною поверхонь тиску розділювального поршня 96 він на стороні акумулюючої порожнини 98 з'єднаний з проходящим через неї і герметично виведеним з пружинного акумулятора назовні штоком 102 розділювального поршня. Унаслідок цього виконання у вигляді перетворювача тиску в разі потреби пневматичний тиск попереднього затягування стискуваного середовища менший за гідравлічний тиск всередині акумулюючої порожнини 98.

Тепер нижче за допомогою рис. 2.1 і представлених на рис. 2.3 – 2.6 характеристик пружини мають пояснюватися функція і переважні результати винаходу, а саме, зокрема, представлений на рис. 2.1 спеціальний варіант виконання.

А) Незалежна підвіска

При цьому, наприклад, лише амортизаційна стійка 2, представлена на рис. 2.1 ліворуч, спочатку підтискає, а потім відбиває, тоді як протилежна амортизаційна стійка 4 залишається у своєму статичному положенні. При підтисненні поршень 8 витискає з порожнини 12 циліндра певний об'єм робочого середовища через амортизуючий клапан 30 до пружинного акумулятора 20. До того ж підтискаючий клапан 52 відкриває практично без опору потоку, так що при підтисненні виходить практично недемпфований потік. Щоправда, у переважному варіанті виконання, причому кільцева порожнина 14 з'єднана з окремим пружинним акумулятором 24, поршень 8 повільно пригальмовується, оскільки при підтисненні тиск у порожнині 12 циліндра підвищується, а в кільцевій порожнині 14 знижується внаслідок збільшення її об'єму, так що у сукупності виходить збільшення підіймальної

сили амортизаційної стійки 2, що діє у напрямку підтримання. Крім того, при підтисненні також діє описаний вище гідравлічний кінцевий демпфер 94, так що амортизаційна стійка 2 і при високій швидкості підтиснення плавно переміщується у своє кінцеве положення.

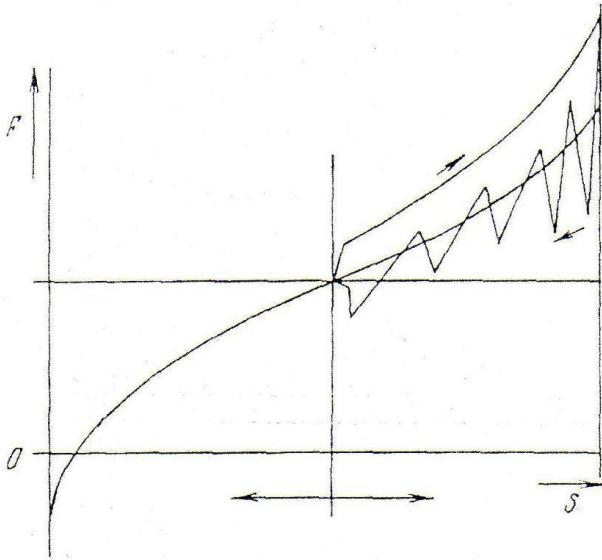


Рисунок 2.3 – Верхнє положення

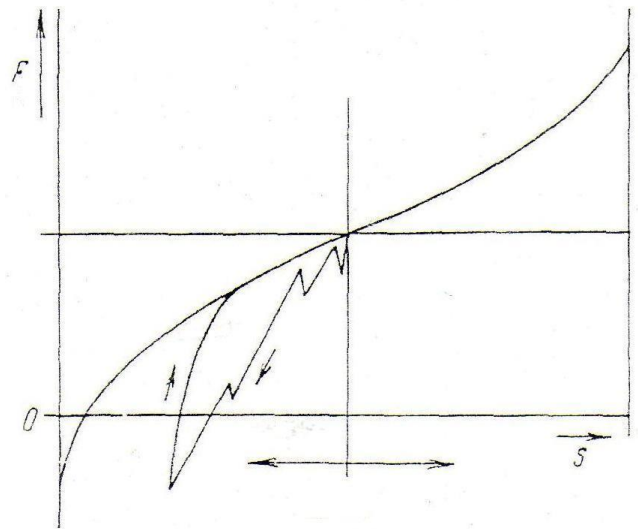


Рисунок 2.4 – Нижнє положення

При наступному відбої тепер згідно з винаходом має важливе значення демпфуючий клапан 30 або ж відбійний клапан 50, що діє при цьому. Якщо, наприклад, амортизаційна стійка 2 повністю підтиснута, тоді як протилежна амортизаційна стійка 4 знаходиться у своєму статичному положенні, то гідравлічний переміщуючий пристрій 86 демпфуючого клапана 30 навантажений сполученим зі статичним положенням гідравлічним тиском p_1 , який переважає у порожнині 12 циліндра протилежної амортизаційної стійки 4

Через штовхач 68, таким чином, залежно від цього керуючого тиску створюється діюча у напрямку замикання сила попереднього натягу на елемент 58 клапана. Додатково до цієї сили попереднього натягу на елемент 58 клапана діє ще компонента сили, яка викликається за допомогою гідравлічного тиску p_1 порожнини 12 циліндра амортизаційної стійки 2. Сума цієї силової компоненти та сили попереднього натягу дає силу замикання, якою елемент 58 притискається до поверхні 60 сідла клапана. Замикаючій силі протидіє

викликана тиском p_2 пружинного акумулятора 20 відкриваюча сила. Однак слід зазначити, що й без описаної сили попереднього натягу елемент 58 клапана утримується у своєму закриваючому положенні також тоді, коли гідравлічні тиски p_1 і p_2 рівні, а саме на підставі описаної вище різниці площ між двома поверхнями 62 і 64 тиску елемента 58 клапана.

Отже, оскільки відбійний клапан 50 на початку відбою у будь-якому випадку закритий, робоче середовище не може протікати з пружинного акумулятора 20 назад до амортизаційної стійки 2. Панівний всередині порожнини 12 циліндра амортизаційної стійки 2 тиск p_1 намагається все-таки відбити амортизаційну стійку 2. На підставі незначної стискуваності гідравлічного середовища фактично можливе також маловажне відбиття, причому настає швидке падіння тиску p_1 . Якщо тиск p_1 впав настільки, що внаслідок цього результуюча замикаюча сила стає меншою, ніж протилежна відкриваюча сила, то відбійний клапан 50 відкривається внаслідок навантаження елемента 58 клапана тиском p_2 . Лише з цього моменту гідравлічне середовище може витікати з пружинного акумулятора 20 через відбійний клапан 50 до порожнини 12 циліндра амортизаційної стійки 2. Але тепер унаслідок цього падає тиск p_2 у пружинному акумуляторі 20, а тиск p_1 у порожнині 12 циліндра амортизаційної стійки 2 знову піднімається. Тоді це дає у результаті те, що замикаюча сила стає знову більшою за відкриваючу силу, а відбійний клапан 50, таким чином, знову закриває. Цей описаний процес повторюється з чергуванням доти, доки не закінчиться відбійне переміщення. Цей описуваний досі процес наочно пояснений на рис. 2.3 за допомогою відповідної графічної характеристики пружини. На рис. 2.4 представлена графічна характеристика пружини для випадку, коли амортизаційна стійка зі статичного положення спочатку відбиває, а після знову підтискає. І тут також видно, що визначене винаходом «автоматичне переривання» діє лише у напрямку відбою.

Б) Паралельна підвіска

При одній паралельній підвісці однієї осі, тобто при одночасній і рівномірній підвісці двох протилежних амортизаційних стійок 2, 4, протікає в

принципі той самий, як описаний вище, процес. При цьому різниця лише в тому, що при одній паралельній підвісці керуючі тиски p_{st} піднімаються в разі потреби, так що також в разі потреби піднімаються замикаючі сили відбійних клапанів 50. Відбійні клапани 50 відкривають тим самим в разі потреби лише при ще більш сильному падінні тиску p_1 , як це добре можна бачити на рис. 2.3 і рис. 2.4. Це більше при паралельній підвісці падіння тиску є позитивним остільки, оскільки при одній паралельній підвісці вводиться більше енергії в конструкцію автомобіля. Таким чином, автомобіль у напрямку відбою більше або ж сильніше амортизується, так що збудження коливань конструкції автомобіля придушується ефективніше. Це є особливо переважним при переїзді рядів вибоїн.

В) Переїзд вибоїни

При цьому відповідна амортизаційна стійка 2/4 спочатку відбиває (рис. 2.3 і рис. 2.4), оскільки колесо зі свого статичного положення має тенденцію «западати» у вибоїну. І тут винахід має переважний ефект у тому, що ефективно запобігається цьому швидкому відбою. До певної довжини поточної вибоїни може досягатися навіть те, що колесо «перелітає» через вибоїну, тобто амортизаційна стійка відбиває зовсім не настільки, як це нормальним чином мало б статися при відповідній вибоїні. Унаслідок цього амортизаційна стійка має також лише незначно знову підтиснутись. Таким чином, ефективно усувається небезпечний «ефект зворотного удару».

Г) Бічна гойдалка

Бічна гойдалка, тобто нахил автомобіля навколо його поздовжньої осі, з'являється, зокрема при їзді по кривій.

Представлена на рис. 2.1 схема виробляє тепер переважним чином дуже ефективну стабілізацію проти такого роду переміщень гойдання.

Наприклад, по правій кривій – через відцентрову силу – ліва амортизаційна стійка 2 підтискає, а права амортизаційна стійка 4 відбиває. Тиск p_1 лівої амортизаційної стійки 2 піднімається відповідним чином, а саме внаслідок того, що гідравлічне середовище витискається до пружинного акумулятора 20, через що об'єм стиснуваного середовища у камері 100 пружини

зменшується, а тиск підвищується. Зростаючий гідравлічний тиск p_1 діє як керуючий тиск p_{st} у протилежному амортизуючому клапані 32, так що описаним вище чином протидіють переміщенню відбою протилежної амортизуючої стійки 4.

При проходженні по одній кривій автомобіль нахилиється у напрямку відцентрової сили. Цей нахил підтримується звичайно за допомогою розташованої на внутрішньому боці кривої відбійної амортизаційної стійки, оскільки сила підтримання амортизаційної стійки діє у напрямку обертання відцентрової сили. Діє такий закон.

Відцентрова сила, помножена на плече важеля, плюс сила пружини на внутрішньому боці кривої, помножена на відповідне плече важеля, мінус сила пружини амортизаційної стійки на зовнішньому боці кривої, помножена на відповідне плече важеля, дорівнює нулю.

Оскільки тепер згідно з винаходом пружне зусилля амортизаційної стійки на внутрішньому боці кривої на менш ніж 1/10 мм ходу пружини вже значно знижується, ця амортизаційна стійка ледь підтримує ще викликаний відцентровою силою поворот конструкції автомобіля. У екстремальному випадку пружне зусилля внутрішньої амортизаційної стійки стає таким малим, що при повороті конструкції лише на кілька десятих градуса момент відцентрової сили на відповідне плече важеля мінус падіння пружного зусилля амортизаційної стійки, помножене на відповідне плече важеля, дорівнює нулю.

Отже, істотна ідея при визначеній винаходом стабілізації полягає у тому, що в разі потреби відбійна амортизаційна стійка зазнає екстремального падіння пружного зусилля. Це падіння пружної сили відповідно до призначення розмірів амортизуючого клапана 30/32, наприклад, у 30–60 разів вище, ніж при нормальному відбої.

Інше позитивне значення винаходу полягає у тому, що за допомогою сили попереднього натягу, що навантажує відбійний клапан 50, закритий відбійний клапан 50, унаслідок чого у статичному положенні тиск p_2 у разі потреби більший за тиск p_1 . Унаслідок цього спочатку повинен збільшитися тиск у порожнині 12 циліндра, перш ніж відкриє відбійний клапан 50. У порожнині 12

циліндра підтискаючої амортизуючої стійки тим самим, після дуже невеликого ходу підтиснення, діє значно більш високий тиск, ніж у статичному положенні. Тим самим і ця амортизаційна стійка осідає не так низько.

Згідно з винаходом для описаної стабілізації є вирішальним також заряджений стан автомобіля. Тоді підвищення зарядки викликає також збільшення гідравлічних тисків p_1 , а тим самим і керуючих тисків p_{st} .

Отже, істотна перевага винаходу в тому, що амортизація узгоджується в разі потреби з акумульованою при підтисненні енергією, причому тоді акумульована енергія збільшується дозовано таким чином, що хоча амортизаційні стійки плавно знову роз'їжджаються, проте усувається ефект зворотного удару.

У представлених переважних варіантах виконання приєднувачі 108, 110 та камери 104, 106 стиснення розташовані в основному по прямій на одній поздовжній осі 120. Гідроканал 112 у напрямку поперечної осі 122, щонайменше приблизно перпендикулярної до поздовжньої осі 120, відгалужується з першої напірної камери 104 позаду дросельного клапана 114, розташованого таким, що лежить на поперечній осі 122, переважно двічі повернутий у разі потреби щонайменше приблизно на 90° назад у напрямку поздовжньої осі 120 і потім впадає у другу напірну камеру 106 знову в приблизно перпендикулярному напрямку до поздовжньої осі 120. Крім того, зворотний клапан 124, що діє у протилежному напрямку щодо напрямку течії, переважно гідравлічно підключений паралельно дросельному клапану 114 і при цьому переважно таким чином розташований таким, що лежить між першою і другою напірними камерами 104, 106 на поздовжній осі 120, що потік через зворотний клапан 124 з другої камери 106 стиснення до першої камери 104 стиснення проходить в основному прямолінійно у напрямку поздовжньої осі 120. Зворотний клапан 124 спеціально має дископодібний, що взаємодіє з сідлом 126 клапана і навантажуваний настільки незначним пружним зусиллям попереднього натягу у напрямку закривання елемент 128, що він при гідравлічному потоці з другої напірної камери 106 до першої напірної камери 104 відкриває в основному без дроселювання, а при зворотному напрямку

поток закриває. У положенні замикання гідравлічне середовище протікає тоді через дросельний клапан 114. За допомогою цього визначеного винаходом виконання досягається те, що гідравлічне середовище з другої напірної камери 106 до першої напірної камери 104 протікає майже без демпфування через зворотний клапан 124, причому на підставі описаного виконання значно усувається також демпфуюча дія за допомогою утворення вихору, оскільки цей потік є ламінарним та безвихровим. При цьому поділ на два шляхи протікання – з одного боку через дросельний клапан 114, а з іншого боку через зворотний клапан 124 – також переважний остільки, оскільки тим самим у цих шляхах протікання можуть вибиратися різні поперечні перерізи потоку. Зокрема, для потоку через зворотний клапан 124 може бути обраний більший поперечний переріз, щоб зробити цей потік без втрат.

Згідно з винаходом тепер щонайменше у положенні відкривання корпусу 116 клапана у розташованій на стороні корпусу 116, що вказує в напрямку закривання, області утворена звужена дросельна щілина 130 з максимальним поперечним перерізом таким чином, що в цій області всередині течії середовища у положенні відкривання корпусу 116 клапана через канал 112 з'являється підвищена швидкість потоку і тим самим парціальне зменшення тиску у цій області «нижче» корпусу 116 таким чином, що внаслідок цього корпус 116 клапана при заданих співвідношеннях поверхонь і тисків, як ще буде пояснюватися нижче, приводиться у своє положення закривання («ефект самозамикання»). У виконаннях згідно з рис. 2.2 і 2.3 дросельна щілина 130 утворена в разі потреби у положенні відкривання корпусу 116 між останнім і сідлом 118, але оскільки представлено в разі потреби положення закривання, відповідна позиція 130 для дросельної щілини, що в цьому положенні не має місця, укладена у дужки. Згідно з рис. 2.4 дросельна щілина 130 утворена частково між корпусом 116 клапана і сідлом 118 клапана, а головним чином між частинами корпусу 102 клапана, що ще більш детально буде пояснено нижче.

У робочому стані визначеного винаходом демпфуючого клапана 30 корпус 116 клапана навантажений у напрямку закривання силою закривання, а

у напрямку відкривання – силою відкривання, причому відкриваюча сила створюється за допомогою навантаження першої, протилежної напрямку протікання поверхні 132 тиску корпусу 116 клапана гідравлічним відкриваючим тиском p_3 . Запираюча сила створюється щонайменше частково шляхом навантаження другої, протилежної до першої поверхні 132 тиску поверхні 134 тиску корпусу 116 клапана гідравлічним замикаючим тиском p_4 .

Крім того, особливо переважно те, коли запираюча сила додатково до створюваної гідравлічним замикаючим тиском p_4 силової компоненти збільшена ще за допомогою пружної сили попереднього натягу, причому ця сила попереднього натягу спеціально з метою встановлення демпфуючої дії виробляється за допомогою розташованого з інтегруванням у корпусі 102 клапана пристрою 136 для попереднього натягу, зокрема зі змінною висотою. При цьому сила попереднього натягу, зокрема механічно попередньо встановлюється на мінімальне значення. Виходячи з мінімального значення висота сили попереднього натягу згідно з винаходом змінюється за допомогою, зокрема, гідравлічного переміщуючого пристрою 138, причому установче пристрій 138 має таким чином навантажуваний гідравлічним керуючим тиском p_{st} керуючий поршень 140, що підвищення керуючого тиску p_{st} викликає підвищення сили попереднього натягу, а тим самим сили запирання. Керуючий поршень 140 регулюючого пристрою 138 має першу, навантажувану керуючим тиском p_{st} поверхню 142 тиску, а також переважно і другу, протилежну, навантажувану замикаючим тиском p_4 поверхню 144 тиску, причому обидві поверхні 142, 144 тиску виконані, зокрема, однаковими за величиною. Унаслідок цього компонента сили попереднього натягу виникає лише тоді, коли керуючий тиск p_{st} більший за замикаючий тиск p_4 . При рівновазі ж між цими двома тисками керуючий поршень 140 залишається у своєму статичному положенні, не виникає компоненти сили попереднього натягу [6].

Утворена у положенні відмикання корпусу 116 клапана щонайменше частково між останнім і сідлом 118 дросельна щілина 130 згідно з винаходом обмежується, зокрема за допомогою механічного упору 146 на максимальну ширину розкриву.

Корпус 116 клапана спеціально складається з центральної напрямної частини 148 та головної частини 150, що взаємодіє з сідлом 118 клапана. Напрямна частина 148 з'єднана з регулюючим пристроєм 138 відповідно до пристрою 136 для попереднього натягу переважно через напрямний штифт 154 керуючого поршня 140, що входить у напрямне заглиблення 152 напрямної частини 148. У варіанті виконання згідно з рис. 2.2 головна частина 150 корпусу 116 клапана виконана у вигляді диска з пружного матеріалу, так що частина пружної сили попереднього натягу виробляється самою головною частиною 150. Згідно з рис. 2.3 і 2.4 головна частина 150 виконана переважно жорсткою і за одне ціле з напрямною частиною 148, причому між головною частиною 150 і керуючим поршнем 140 установчого пристрою 138 розташована попередньо натягнута, виконана, зокрема, у вигляді гвинтової пружини, пружина 156 стиснення. Згідно з винаходом, таким чином, у разі потреби мінімальне значення пружної сили попереднього натягу створюється пружною пружністю дископодібної головної частини 150 згідно з рис. 2.2 або ж пружини 156 стиснення, що навантажує головну частину 150, згідно з рис. 2.3. Підвищення сили попереднього натягу здійснюється тоді за допомогою навантаження керуючого поршня 140 керуючим тиском p_{st} . При цьому максимальна ділянка переміщення у напрямку відмикання корпусу 116 клапана обмежується упором 146, який спеціально утворений установчим гвинтом 158, який діє на керуючий поршень 140, а також через нього і напрямний штифт 154 та на напрямну частину 148 корпусу 116 клапана. До того ж, у представленому в разі потреби положенні упору між напрямним штифтом 154 і поверхнею основи напрямного заглиблення 152 є осьовий зазор, який обмежує зону максимального переміщення корпусу 116 клапана у напрямку відмикання, а тим самим дросельну щілину 130.

У варіантах виконання згідно з рис. 2.7 і 2.8 корпус 116 клапана містить у разі потреби центральний, виступаючий проти напрямку потоку у канал 112 конічний кінець 160 таким чином, що канал 112 на розташованій перед дросельним клапаном 114 відповідно перед дросельною щілиною 130 ділянці має кільцевий, безперервно зменшуваний у напрямку протікання поперечний

переріз. Це, з одного боку, є переважним остільки, оскільки тим самим потік відхиляється радіально назовні, чим згідно з винаходом значно усувається виникнення діючої у напрямку відмикання на корпус 116 клапана імпульсної сили. До того ж, за допомогою безперервного зменшення поперечного перерізу прохідного каналу 112 на розташованій перед дросельною щілиною ділянці може досягатися майже безвихрова, ламінарна течія.

Відповідно до цього канал 112 унаслідок відповідного, виконаного з боку корпусу профілювання має таким чином у напрямку течії перед дросельним клапаном 114 безперервно зменшуваний до поперечного перерізу дросельної щілини 130, а за дросельною щілиною 130 знову безперервно збільшуваний поперечний переріз, що течія на всій ділянці перед, через, а також за дросельною щілиною 130 є щонайменше приблизно ламінарною та безвихровою. У цих варіантах виконання можна говорити про те, що канал щонайменше ділянками виконаний у вигляді трубки Вентурі. При цьому у варіанті виконання згідно з рис. 2.8 кінець мисочка 160 корпусу 116 клапана розташований у зоні виконаного у вигляді трубки Вентурі каналу 112, у якому під час течії робочого середовища панує приблизно «середній» тиск, що означає, що цей тиск перебуває приблизно між максимальним відкриваючим тиском і зниженим за допомогою швидкості течії мінімальним тиском. Цим виконанням досягається те, що за допомогою навантаження мисочка 160 тиском, який неминуче щонайменше незначно більший, ніж переважаючий унаслідок підвищення швидкості течії у зоні дросельної щілини 130 тиск, тепер створюється зневажливо мала силова компонента у напрямку відмикання корпусу 116 клапана.

У варіанті виконання згідно з рис. 2.9 особливо ефективно усувається створення обумовлених виходом гідравлічного потоку на корпусі 116 клапана імпульсних сил. У цьому варіанті виконання на розташованій у напрямку течії перед дросельним клапаном 114 ділянці каналу 112 розташована центральна трубчаста вставна деталь 162 таким чином, що канал 112 складається, з одного боку, з центральної проходящої через вставку 162 ділянки 164, а з іншого боку – з концентричної до неї, утвореної між вставкою 162 і зовнішньою стінкою 166

каналу кільцевої ділянки 168. Причому щонайменше поперечний переріз кільцевої ділянки 168 у напрямку течії безперервно зменшується до дросельної щілини 130, утвореної частково у кінцевій області вставної деталі 162 між нею та зовнішньою стінкою 166 каналу. Переважно центральна ділянка 164 каналу має менший відносно кільцевої ділянки 168 поперечний переріз. Таким чином, при цьому варіанті виконання, зокрема, кільцева ділянка 168 каналу виконана у вигляді труби Вентурі, тобто практично у вигляді «кільцевої труби Вентурі». Унаслідок цього і тут досягається течія практично без втрат. Для утворення сідла 118 клапана зовнішня стінка 166 каналу конічно розширюється, а корпус 116 клапана має щонайменше приблизно відповідну конічному сідлу 118 за кутом конуса зовнішню конічну поверхню 170, так що дросельна щілина 130 або ж відповідна частина дросельної щілини 130 між сідлом 118 клапана і корпусом 116 клапана має відповідно конічно розширювану форму. Крім того, вставна деталь 162 на своєму оберненому до корпусу 116 клапана кінці має таким чином конічно розширюваний зовнішній об'єм 172, що кільцева ділянка 168 каналу безперервно через утворену у кінцевій зоні вставної деталі 162 частину дросельної щілини 130 переходить в утворену у положенні відмикання між сідлом 118 клапана і корпусом 116 клапана, встановлювану переважно по ширині щілини частину дросельної щілини 130. При цьому сам потік проходить через кільцеву ділянку 168 каналу, так що цей потік унаслідок описаного профілювання кінця вставної деталі 162 не може більше діяти на корпус 116 клапана.

Корпус 116 клапана на своїй оберненій до вставної деталі 162 торцевій стороні містить дрібне, узгоджене з кінцем вставки деталі 162 приймаюче заглиблення 174 таким чином, що у положенні відмикання корпусу 162 утворена вузька прохідна щілина 176, яка радіально назовні входить у дросельну щілину 130. При цьому доцільно те, коли центральна ділянка 164 каналу на своєму оберненому до корпусу 116 клапана устьовому кінці має, зокрема, конічне розширення 178. Оскільки щілина 176 впадає в нього приблизно у зоні дросельної щілини 130, у якій наявні максимальна швидкість течії і тим самим мінімальний тиск, протікаюче через центральну ділянку 164

каналу середовище за принципом водоструменевого насоса всмоктується радіально назовні, так що і внаслідок цього досягається підтримання ефекту самозамикання, тому що середовище не може протікати по центральній ділянці 164 каналу так само швидко, як воно «всмоктується» у дросельну щілину 130. При цьому варіанті виконання, до того ж, переважно те, коли трубчаста вставна деталь 162 на своєму кінці приблизно у зоні найменшого поперечного перерізу дросельної щілини 130 має окружну, утворену, зокрема, за допомогою кільцевої канавки 180 кромку відриву потоку.

Нижче коротко має пояснюватися функція демпфуючого клапана 30 відповідно дросельного клапана 114. Визначене винаходом, вироблюване за допомогою наміченого підвищення швидкості течії, парціальне зменшення тиску – тут малося на увазі зменшення статичного тиску всередині середовища, що тече – стосується відкриваючого тиску p_3 , так що результат з добутку відкриваючого тиску p_3 на першу поверхню 132 тиску корпусу 116 клапана менший, ніж протилежно діюча запираюча сила, і клапан 114 – внаслідок цього запирає. Однак тепер на підставі відсутньої потім течії знову зростає відкриваючий тиск p_3 , так що клапан 114 знову відмикає, коли відкриваюча сила перевищує запираючу силу, поки знову не збільшиться настільки висока швидкість течії у визначеній винаходом дросельній щілині 130, що клапан знову закриває на підставі часткового зменшення тиску. Цей процес, тобто постійно чергуюче відмикання і запирання клапана, повторюється доти, доки не закінчиться демпфована гідравлічна течія, тобто доки більше не буде достатнього відкриваючого тиску. Визначений винаходом дросельний клапан 114 володіє, отже, «ефектом самозамикання», причому дросельний клапан за допомогою обумовленої швидкістю течії парціального зменшення тиску завжди знову швидко «підсмоктується», тим самим поперемінно запирає і знову відмикає канал 112 (автоматичне переривання течії). Таким чином, демпфуюча дія – на противагу рівню техніки – виникає більше не внаслідок свідомого створення вихорів і турбулентностей, а переважно за допомогою керованого, дозованого поступового «послаблення» (зменшення) гідравлічного середовища, поки повністю не закінчиться демпфована течія. Тому може

усуватися надмірне нагрівання робочого середовища. Таким чином, цей винахід являє поворот від колишнього принципу демпфування.

При цьому винахід розкриває особливо переважну можливість за допомогою описаного, що має вигляд труби Вентурі виконання каналу 112 у зоні перед та за дросельним клапаном 114 майже повністю уникнути завихрень, що не було б можливо згідно з рівнем техніки, оскільки ж при відомих демпфуючих клапанах демпфуюча дія ґрунтується якраз на свідомому створенні завихрень. Тим самим згідно з винаходом, до того ж, оптимальним чином також при дуже великих швидкостях течії ефективно усуваються ерозійні явища у зоні дросельного клапана. Переважно у будь-якому разі виникає незначне нагрівання внаслідок внутрішнього тертя у ламінарному потоці, так що визначений винаходом демпфуючий клапан дуже придатний для застосування у гідропневматичній системі підвіски, тому що він практично не справляє шкідливого впливу на характеристику пружини гідропневматичної системи підвіски [6].

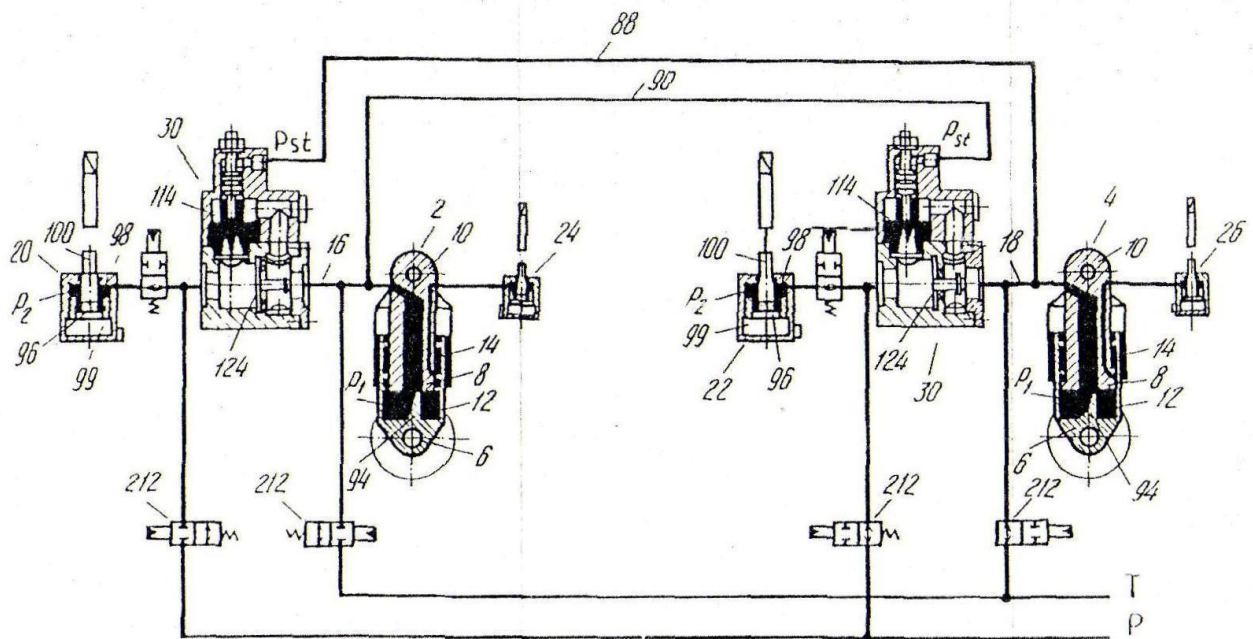


Рисунок 2.10 – Схема функціональна гідропневматичної підвіски

Згідно з винаходом, як видно з рис. 2.10 і аналогічно рис. 2.1, як керуючий тиск p_{st} застосовується переважно такий гідравлічний тиск p_1 , який наявний на амортизаційній стійці, розташованій у транспортному засобі на

протилежній стороні. У цьому зв'язку можна послатися на вищенаведені пояснення, зокрема на функціонування і переважні впливи. У будь-якому разі слід зазначити, що такі деталі або вузли згідно з виконанням за рис. 2.1 і 2.2 з одного боку за своїми функціями відповідають деталям і вузлам на рис. 2.10:

- підтискаючий клапан 52 – зворотний клапан 124;
- відбійний клапан 50 – дросельний клапан 114;
- переміщуючий пристрій 86 – переміщуючий пристрій 138;
- штовхач 68 – керуючий поршень 140;
- клапанний елемент 58 – корпус 116 клапана;
- сідло 60 клапана – сідло 118 клапана;
- поверхні тиску 62, 64 – поверхні тиску 132, 134.

Додатково з функціонування згідно з рис. 2.10 слід зазначити такі особливості.

А) Незалежна підвіска

Як описано вище, тут підтримується частково обумовлене швидкістю потоку зниження тиску, відповідно закривання дросельного клапана 114.

Б) Паралельна підвіска

При паралельній підвісці однієї осі, тобто при одночасній і рівномірній підвісці двох протилежних амортизаційних стійок 2,4 протікає той самий, описаний у розділі А) процес. Відмінність полягає лише в тому, що при паралельній підвісці замикаючі сили p^4 зростають, у зв'язку з чим зростають також запираючі сили дросельного клапана 114. При паралельній підвісці це є позитивним, оскільки в конструкцію автомобіля вводиться більше енергії. Таким чином, автомобіль у напрямку відбою більше або сильніше амортизується, так що збудження коливань конструкції автомобіля придушується ефективніше. Це є особливо переважним при переїзді рядом вибоїн.

Решта функціонування в основному відповідає вищенаведеним роз'ясненням. У переважному виконанні винаходу, показаному на рис. 2.10, порожнини 12 циліндра через клапани 212 перемикання за вибором можуть з'єднуватися з напірною лінією Р або заправною лінією Т з метою встановлення

рівня пружинних циліндрів 2,4 або повного підйому коліс транспортного засобу. При цьому спеціально в разі потреби напірна лінія Р підключена через відповідний клапан 212 перемикання між першим пружинним акумулятором 20 відп. 22 і визначеним винаходом демпфуючим клапаном 30, тоді як заправна лінія Т підключена через відповідний клапан 212 перемикання між порожниною 12 циліндра і демпфуючим клапаном 30. Тим самим досягається те, що і створений за допомогою подачі гідравлічного середовища з напірної лінії Р відбій демпфується, тоді як без демпфування відбувається підтиснення, що здійснюється шляхом спуску середовища до заправної лінії Т.

У застосовуваному переважно у зв'язку з визначеною винаходом системою підвіски демпфуючому клапані 30 згідно з рис. 2.10 порівняно з демпфуючим клапаном за рис. 2.1 – 2.2 є особлива перевага, що полягає в тому, що на підставі двосторонньої завантаженості керуючого поршня 140 гідравлічного переміщуючого пристрою 138 після закінчення процесу відбою може ще залишитися лише незначна різниця між тиском p_2 пружинного акумулятора 20/22 і тиском p_1 амортизаційної стійки 2/4. Згідно з рис. 2.11 і 2.12 сила запирання є відносно високою, так що повинен зрости відносно високий відкриваючий тиск, щоб відкрити дросельний клапан. Якщо цей відкриваючий тиск більше не досягається, залишається зазначена різниця тисків, яка повинна долатися лише при наступному підтисненні, перш ніж робоче середовище зможе протекти у пружинний акумулятор. Це веде до «жорсткого притискання». Оскільки в демпфуючому клапані за рис. 2.7 – 2.10 при рівновазі між тисками p_{st} і p_2 зовсім не виникає гідравлічної компоненти сили попереднього натягу і запираюча сила не є більше такою високою, то для відмикання дросельного клапана достатньо незначної відкриваючої сили. Таким чином, при наступному підтисненні у будь-якому разі треба ще подолати дуже незначний перепад тиску, що веде до дуже комфортабельного «м'якого» підпружинення у напрямку підтиснення.

Винахід не обмежений представленими та описаними переважними прикладами виконання, а охоплює також усі однаково діючі за змістом винаходу виконання. Зокрема, слід зазначити, що альтернативно

представленому на рис. 2.1 виконанню, при якому сполучені з однією віссю амортизаційні стійки з'єднані відносно їх керування у транспортних засобах з більш ніж двома осями, регулювання демпфуючих клапанів двох розташованих один за одним осей може здійснюватися «через хрест». Так само допустимо при двовісному, чотириколісному транспортному засобі виконання регулювання демпфуючих клапанів «через хрест».

3 РОЗРАХУНОК ПРОДУКТИВНОСТІ РЕСОРНОЇ ПІДВІСКИ

3.1 Розрахунок вантажопідйомності (пневмочастина)

Пружній елемент повинен утримувати навантаження, що утворюється гідропневмоелементом [4]:

$$F_p = P_1 \cdot A_e \quad (3.1)$$

де P_1 – статичний тиск повітря;

A_e – ефективна площа поршня

Для передньої підвіски: $F_{pn} = 38 \cdot 78,26 = 2974 \text{ кг} \approx 3000 \text{ кг}$

Для задньої підвіски: $F_{pz} = 44 \cdot 78,26 = 3453 \text{ кг} \approx 3500 \text{ кг}$

3.2 Розрахунок вантажопідйомності (гідрочастина)

Гідрочастина відповідає за гасіння коливань та розраховується виходячи від швидкості руху поршня. Сила опору залежить від діаметру отворів у поршні та від в'язкості мастила і повинна бути хоча б в 3 рази менша ніж навантаження на гідропневмоелемент [4]:

$$F_o = A_e \cdot V^2 \quad (3.2)$$

де V – швидкість руху поршня в гідропневмоелементі, $V = 3,3 \text{ м/с}$;

$$F_o = 78,26 \cdot 3,3^2 = 852,3 \text{ кг}$$

$$852,3 \text{ кг} < 3000 \text{ кг}$$

Умови сили опору в даному гідропневмоелементі дотримуються.

3.3 Розрахунок жорсткості та плавності хода

Гідропневморесора на відміну від сталевій пружини має нелінійну вертикальну пружну характеристику.

Жорсткість гідропневмоелемента [4]:

$$C = dF / ds \quad (3.3)$$

де F – навантаження на гідропневмоелемент;

s – статичний прогин гідропневмоелемента

$$C = 3500/15 = 233,3 \text{ кг/см}$$

Оскільки 6 гідропневмоелементів: 2 – передня підвіска, 4 – задня підвіска, то жорсткість всієї підвіски:

$$C_{\text{заг}} = 2 \cdot C_{\text{пер}} + 4 \cdot C_{\text{задн}}$$

$$C_{\text{заг}} = 2 \cdot 233,3 + 4 \cdot 233,3 \approx 1400 \text{ кг/см}$$

Плавність гідропневмоелемента [4]:

$$f = 2\pi \sqrt{\frac{C_{\text{заг}}}{M_{\text{підр}}}} \quad (3.4)$$

де $M_{\text{підр}}$ – підресорена маса, $M_{\text{підр}} = 18000 \text{ кг}$

$$f = 2\pi \sqrt{\frac{1400}{18000}} = 1,75 \text{ Гц}$$

Для комфортного руху власна частота повинна бути в діапазоні 1,0 – 1,8Гц, умови дотримуються.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Задачі розділу

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я та працездатності людини у процесі праці [7].

Загальними законами України, які визначають основні положення охорони праці, є Конституція України, Кодекс законів про працю України та Закон України «Про охорону праці».

Згідно з [8] державна політика базується на принципах пріоритету життя та здоров'я працівників щодо результатів виробничої діяльності, комплексного вирішення завдань охорони праці, соціального захисту працівників, використання економічних методів управління охороною праці; здійснення навчання населення та підвищення кваліфікації працівників з охорони праці.

Соціально-економічними заходами передбачаються економічні заходи управління охороною праці, такі як: створення фондів охорони праці, обов'язкове соціальне страхування; компенсація працівникам, які зайняті на роботах з важкими і небезпечними умовами праці.

До організаційних заходів належать: чітке та своєчасне проведення інструктажів і контролювання знань з охорони праці, дотримання правил проведення робіт і допуску до них, застосування безпечних засобів праці, правильне планування робочих місць.

Технологічними заходами та засобами охорони праці є такі: застосування технологічно сучасного обладнання, наявність сучасних засобів колективного захисту – огорожень, запобіжних пристроїв, блокування, сигналізації, систем дистанційного управління, спеціальних засобів заземлення та інших.

Санітарно-гігієнічні заходи передбачають: дослідження та аналіз отриманих даних щодо впливу виробничих факторів на робочих місцях, визначення відповідності умов на робочих місцях вимогам нормативних документів.

Лікувально-профілактичні заходи передбачають: відповідні попередній та періодичний огляд робітників медичним персоналом; відшкодування постраждалому робітнику витрат на лікування; переведення робітника на більш легку працю у зв'язку зі станом здоров'я; безкоштовне забезпечення лікувально-профілактичним харчуванням робітників, які зайняті на роботах з важкими та небезпечними умовами праці; особливі вимоги з охорони праці жінок.

Потрібно зазначити, що організаційно-технічні заходи та засоби повинні забезпечувати такий рівень організації праці на підприємствах, який би виключив вплив небезпечних та шкідливих факторів на працівника.

Завданням розділу є розробка організаційних та технічних заходів, які повинні забезпечувати безпечні та нешкідливі умови праці на пневматичній ділянці.

4.2 Аналіз умов праці та виявлення небезпечних і шкідливих виробничих факторів на пневматичній ділянці

На пневматичній ділянці організовано п'ять робочих місць та розміщено таке обладнання: стенд для випробування гідравлічного підсилювача керма, стенд для випробування гідропневматичного обладнання, шафа інструментальна, стіл для розбирання гідропневматичного обладнання, прес і підставка для нього, підйомно-транспортне обладнання, верстат точильно-шліфувальний типу 322Б та вертикально-свердлильний верстат 2А 135.

На пневматичній ділянці відбувається випробування і ремонт гідропневматичного обладнання напірної та гальмівної системи. При цьому основними технічними операціями, які мають місце на цих робочих місцях, є: регулювання тиску спрацьовування, випробування на герметичність та міцність обладнання і гідравлічного підсилювача керма, очищення, відновлення шляхом наплавлення та нарізання на наступний розмір, шліфування поверхонь.

На пневматичній ділянці відбуваються роботи середньої важкості Па: переміщення вантажів до 1 кг та нескладні технологічні операції з енерговитратами.

Згідно з [9] на пневматичній ділянці виявлені такі фізично небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- машини, що рухаються, та механізми;
- рухомі частини виробничого обладнання;
- вироби, що пересуваються, заготовки, матеріали;
- недостатня освітленість робочої зони;
- гострі крайки, задирки та шорсткість на поверхнях заготовок, інструментів, обладнання;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена або знижена рухливість повітря;
- підвищена напруга в електричному колі, замикання;
- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищена або знижена вологість повітря.

Згідно з [21] на пневматичній ділянці мають місце технологічні операції і проводяться роботи, які належать до IV розряду зорової роботи (малої точності) підрозряду «а», з найменшим об'єктом розпізнавання понад 1 мм та 5 мм включно.

Основні вимоги до організації робочих місць, повітря робочої зони, захисту від шкідливих виробничих факторів, освітлення робочих місць, захисту від ураження електричним струмом, захисту від пожежі, захисту від шуму, захисту від вібрації наведені у [10].

При цьому потрібно приділяти значну увагу забезпеченню робітників засобами індивідуального та колективного захисту і проведенню інструктажів щодо заходів безпеки та безпечних методів праці; правильній організації праці та технологічного процесу в цілому; правильному плануванню робочих місць; застосуванню захисного заземлення.

Потрібно зазначити, що площі окремих робочих місць з урахуванням простору для технічного обслуговування і ремонту визначені у відповідних нормах для кожної ділянки або цеху в цілому незалежно від потужності підприємства.

4.3 Розробка організаційних і технічних заходів щодо створення нешкідливих та безпечних умов праці на пневматичній ділянці

4.3.1 Параметри мікроклімату повітря робочої зони

Згідно з [11] до мікроклімату повітря робочої зони висуваються такі вимоги:

1. При забезпеченні оптимальних показників мікроклімату температура внутрішньої поверхні конструкцій, що обгороджують робочу зону (стеля, підлога, стіни), або прибудов, а також температура зовнішніх пристроїв не повинна бути більшою, ніж на 2°C від межі оптимального значення, наведеного у табл. 5.1. Якщо температура поверхонь огорожувальних конструкцій нижча або вища за оптимальну величину температури повітря, робочі місця повинні бути віддалені від них на відстань одного метра.
2. При забезпеченні допустимих показників мікроклімату температура внутрішніх поверхонь конструкцій, що обгороджують робочу зону, і пристроїв не повинна виходити за межі допустимих величин температур повітря.
3. У виробничих приміщеннях, які розміщені у четвертому кліматичному районі, при дотриманні необхідних заходів щодо запобігання перегріву працівників межу допустимої температури повітря у теплий період року допускається підвищувати на постійних та непостійних робочих місцях відповідно: при легкій роботі – не вище 31°C та 32°C ; при праці середньої важкості – не вище 30°C та 31°C ; при важкій праці – не вище 29°C та 30°C .

Швидкість руху повітря при цьому повинна збільшуватися на 0,1, а відносна вологість повітря знижуватися на 5% на кожний градус підвищення температури, починаючи з верхньої межі допустимої температури повітря.

Згідно з [11], для робіт середньої важкості Па з енерговитратами 151–200 маємо оптимальні та допустимі значення параметрів мікроклімату повітря робочої зони, які наведені у табл. 5.1.

Таблиця 4.1 – Параметри мікроклімату повітря робочої зони

Період року	Категорія робіт	Температура °С					Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, $v \frac{m}{c}$
		Оптимальне значення	Верхня межа		Нижня межа			
			На постійних робочих місцях	На непостійних робочих місцях	На постійних робочих місцях	На непостійних робочих місцях		
Холодний	Серенької важкості Па	18-20	23	24	17	15	75	не більше 0,3
Теплий	Серенької важкості Па	21-23	27	29	18	17	65-при 26°С	0,4-0,2

Організаційно-технічні заходи для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату повітря робочої зони:

- кондиціонування повітря;
- застосування центрального опалення;
- застосування термозахисту;
- утеплення віконних прорізів у холодний період року;
- застосування термоізоляції;
- постійне вимірювання показників мікроклімату повітря.

4.3.2 Електрична безпека

Згідно з ПУЕ розрізняють дві категорії електроустановок: до першої категорії належать електроустановки до 1000 В з малими струмами короткого замикання до 500 А; до другої категорії належать електроустановки понад 1000 В зі струмами глухого короткого замикання, більшими за 500 А [12].

Пневматична ділянка обладнана обладнанням, яке належить до першої категорії.

Велике значення для забезпечення електричної безпеки має середовище приміщення, від якого залежить опір ізоляції, опір людини, поширення електричного струму по поверхнях приміщення:

1. Приміщення без підвищеної небезпеки ураження електричним струмом.
2. Приміщення з підвищеною небезпекою ураження електричним струмом.
3. Приміщення особливо небезпечні щодо ураження електричним струмом.

Пневматична ділянка належить до приміщень другої категорії і характеризується наявністю одного з п'яти параметрів, а саме: наявністю струмопровідних підлог.

Організаційні та технічні заходи, дотримання яких необхідне для забезпечення електричної безпеки, є такими:

- використання захисного заземлення;
- постійний контроль і профілактика стану ізоляції;
- забезпечення ділянки інструкцією з техніки безпеки;
- використання робітниками індивідуальних та колективних засобів захисту;
- використання пристроїв автоматичного контролю та сигналізації в електроустановках;
- застосування знаків безпеки;
- забезпечення недоступності струмоведучих частин (огорожувальні пристрої).

4.3.3 Розрахунок захисного заземлення

Згідно з [12] визначимо струм короткого замикання.

За наявності компенсуючих пристроїв струм короткого замикання I не може перевищувати номінальний струм I_n більше ніж у 1,25 рази.

$$I_k = 1,25 \cdot I_n, \quad (4.1)$$

$$I_k = 1,25 \cdot 80 = 100 \text{ A}.$$

Визначення необхідного опору заземлюючого пристрою:

$$R_3 = \frac{U_{np.dom}}{I_k \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2}, \quad (4.2)$$

$$R_3 = \frac{U_{np.uu}}{I_k \cdot \beta_1 \cdot \beta_2}, \quad (4.3)$$

де $U_{np.dom}$ - допустима напруга притискання, В;

$U_{np.uu}$ - допустима напруга шага, В;

α_1, α_2 - коефіцієнти напруги торкання $\alpha_1 = 1$;

β_1, β_2 - коефіцієнти напруги шага $\beta_1 = 0,3$.

$$\alpha_2 = \frac{R_h}{R_h + 1,5 \cdot \rho}, \quad (4.4)$$

де ρ – опір розтікання струму в землі $\rho = 80 \text{ Ом} \cdot \text{м}$;

R_h – опір людини, $R_h = 1000 \text{ Ом}$.

$$\alpha_2 = \frac{1000}{1000 + 1,5 \cdot 80} = 0,892$$

$$\beta_2 = \frac{R_h}{R_h + 6 \cdot \rho}, \quad (4.5)$$

$$\beta_2 = \frac{1000}{1000 + 6 \cdot 80} = 0,676.$$

Напруга дотику:

$$U_{np.дом} = \varphi_3 \cdot \left(1 - \left(l_n \frac{\sqrt{\chi^2 + l^2} + l}{\chi} \right) l_n \frac{4 \cdot l}{d} \right), \quad (4.6)$$

де χ – відстань від робітника до заземлення, $\chi = 1$ м;

l – довжина заземлення, $l = 10$ м;

d – діаметр заземлення, $d = 0,2$ м;

φ_3 – потенціал заземлення, В.

$$\varphi_3 = \frac{I_k}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot l_n \frac{4 \cdot l}{d}, \quad (4.7)$$

$$\varphi_3 = \frac{100}{2 \cdot 3,14 \cdot 10} \cdot 5,298 = 674,9B,$$

$$U_{np.дом} = 674,9(1 - 0,5664) = 293B.$$

Напруга кроку:

$$U_{np.ш} = \frac{I_k \cdot \rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot l_n \frac{\chi}{l}, \quad (4.8)$$

де l – радіус електрода заземлення, м.

$$U_{np.ш} = \frac{100 \cdot 80}{2 \cdot 3,14 \cdot 10} \cdot 2,302 = 293,33B.$$

Тоді опір заземлення для випадків напруги кроку та напруги дотику:

$$R_3 = \frac{293}{0,892 \cdot 1 \cdot 100} = 3,284 \text{ Ом},$$

$$R_3 = \frac{293,33}{0,3 \cdot 0,676 \cdot 100} = 14,46 \text{ Ом}.$$

Обирається найменший з двох, тобто = 3,284 Ом.

Визначення опору природного заземлення:

$$R_{np} = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(l_n \cdot \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{1}{2} \cdot l_n \cdot \frac{4\tau + l}{4\tau - l} \right), \quad (4.9)$$

де – відстань від поверхні землі до середини електрода заземлення, м.

$$R_{np} = \frac{80}{2 \cdot 3,14 \cdot 10} \left(l_n \cdot \frac{2 \cdot 10}{0,2} + \frac{1}{2} \cdot l_n \cdot \frac{4 \cdot 5,5 + 10}{4 \cdot 5,5 - 10} \right) = 6,491 \text{ Ом}.$$

Визначення опору штучного заземлення:

$$R_{um} = \frac{R_{np} \cdot R_3}{(R_{np} - R_3)}, \quad (4.10)$$

$$R_{um} = \frac{6,491 \cdot 3,284}{6,491 - 3,284} = 6,646 \text{ Ом}.$$

Уточнення опору заземлення відбувається за такою формулою:

$$R_{3.y.} = \frac{R_3 \cdot R_{np}}{R_{np} + R_3}, \quad (4.11)$$

$$R_{3.y.} = \frac{3,284 \cdot 6,491}{6,491 + 3,284} = 2,18 \text{ Ом}.$$

$$R_3 = 3,284 > R_{з.у.} = 2,18 \text{ Ом.}$$

4.3.4 Захист від шуму

Згідно з [13] шум – один з основних факторів, що негативно впливає на організм людей у сучасних містах і на виробництві. Збільшення потужності обладнання, насиченість виробництва високошкідливими механізмами, різке зростання транспортного потоку призводить до збільшення рівня шуму як у побуті, так і на виробництві.

Шкідливий вплив шуму на організм людини досить різноманітний. Реакція та сприйняття шуму людиною залежать від багатьох факторів: рівня інтенсивності, частоти (спектрального складу), тривалості дії, часових параметрів звукових сигналів, стану здоров'я.

Шум у виробничих умовах негативно впливає на працівників: послаблює увагу, посилює розвиток втоми, уповільнює реакцію на небезпеку. Унаслідок цього знижується працездатність і підвищується ймовірність нещасних випадків. Тому питання боротьби з шумом на сьогодні є актуальним майже для всіх галузей виробництва.

Працюючі в умовах тривалого шумового впливу зазнають зниження пам'яті, запаморочення, підвищеної стомлюваності, дратівливості та ін. До об'єктивних симптомів шумової хвороби належать: зниження слухової чутливості, зміна функцій травлення, що виражається у порушенні кислотно-лужного балансу у шлунку, серцево-судинна недостатність, нейроендокринні розлади. Відзначаються порушення зорового та вестибулярного апарату. Установлено, що загальна захворюваність робітників гучних виробництв вища на 10–15 %. Такі зрушення у роботі ряду органів і систем організму людини можуть викликати негативні зміни в емоційному стані людини, якості і безпеці її праці. Шум заважає відпочинку людини, знижує її працездатність особливо при розумовій діяльності, перешкоджає сприйняттю звукових інформаційних сигналів, що може сприяти появі травм у небезпечних ситуаціях. В окремих випадках зниження продуктивності праці може перевищувати 20 %.

Таким чином, зниження рівня шуму до допустимих величин і поліпшення шумового клімату в цілому – один з найважливіших заходів оздоровлення умов праці та охорони навколишнього середовища, що має важливе соціальне й економічне значення.

На основі даних про особливості впливу шуму на організм людини проводять гігієнічне нормування його параметрів [14].

Для звукоізоляції окремих гучних ділянок у приміщенні або обладнання застосовують легкі багатошарові звукоізоляційні перегородки з повітряними прошарками. Для звукоізоляції найбільш гучних вузлів та агрегатів (ланцюгові передачі, двигуни, компресори, вентилятори) використовуються звукоізоляційні кожухи, які є засобами, що встановлюються у безпосередній близькості від джерела шуму. У тих випадках, коли неможливо ізолювати гучне обладнання або його вузли, захист працівника від дії шуму здійснюється шляхом встановлення звукоізольованої kabіни з пультом управління та оглядовими вікнами.

4.4 Висновки

У розділі відповідно до завдання:

1. Проведено аналіз умов праці та технології виконання робіт, який дозволив визначити небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що мають місце на гідропневматичній ділянці.
2. Визначено параметри мікроклімату повітря робочої зони, необхідні для забезпечення нормальних умов праці; розроблено заходи, які дозволяють забезпечити нормальні умови праці у холодний та теплий період року.
3. Визначено категорію електроустановок, які розміщені на ділянці; визначено категорію приміщення гідропневматичної ділянки за ступенем небезпеки ураження електричним струмом і розраховано захисне заземлення, що дозволяє забезпечити безпечні умови праці на ділянці.
4. Розроблено організаційно-технічні заходи для забезпечення вібробезпеки та шуму праці, що дозволяє максимально знизити негативний вплив вібрації та шуму на людину.

ВИСНОВОК

В бакалаврській роботі розроблена конструкція гідропневматичних елементів в пружній підвісці тролейбуса. Для цього проведено аналіз конструкцій гідравлічної та пневматичної підвіски ресорного підвішування на безрейковому рухомому складі і обрано симбіоз – гідропневматична підвіска, яка об'єднує переваги існуючих пружних підвісок.

Показано принцип дії гідропневматичної підвіски з двома сполученими амортизаційними стойками. Наявно показано, що вертикальна пружна характеристика гідропневматичної підвіски має набагато енергоємні показники.

Розраховано основні параметри гідропневмопідвіски тролейбуса, такі як вантажопідйомність, жорсткість та плавність. Дані розрахунків дають можливість стверджувати, що оскільки результати знаходяться в межах допустимих, то дана конструкція гідропневмопідвіски може бути впроваджена в експлуатацію.

У роботі також були розглянуті питання охорони праці, проведений аналіз умов праці та вплив небезпечних і шкідливих виробничих факторів в цеху по ремонту механічного обладнання, розроблено організаційні та технічні заходи щодо створення нешкідливих і безпечних умов праці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Скуріхін І.Л. Механічне обладнання рухомого складу міського електротранспорту: навчальний посібник / І.Л. Скуріхін, А.В. Коваленко. – Харків: ХНАМГ, 2012. – 226 с.
2. Далека, В.Х. Компресорні станції транспортних засобів: навч. посіб. / В. Х. Далека, М. А. Голтв'янський, А. В. Коваленко, В. І. Скуріхін // Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Х: ХНУМГ, 2014. – 128 с.
3. https://www.reddit.com/r/electricvehicles/comments/1bxa6hr/why_some_electric_cars_have_gears_despite_having/?tl.
4. Скуріхін І.Л. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія і розрахунок механічного обладнання рухомого складу міського електричного транспорту». – Харків: ХНАГХ, 2007.
5. Далека В.Х., Рухомий склад міського електричного транспорту. Механічна частина. В.Х. Далека, М.В. Хворост, В.І. Скуріхін, Д.І. Скуріхін. // Навчальний посібник. – Х.: ХНУМГ імені О. М. Бекетова, 2018. 370 стор.
6. <https://toko.ua/reviews/state/1/poleznaya-informatsiya-pri-vibore-amortizatorov/>
7. Конституція України.
8. Закон «Про охорону праці» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>.
9. ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007 Система стандартів безпеки праці. Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів та захисту від їх впливу при виробництві будівельних матеріалів і виробів та їх використанні в процесі зведення та експлуатації об'єктів будівництва.
10. Правила техніки безпеки на міському електричному транспорті. – К.: Транспорт, - 2006. – 160 с.
11. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування.

12. ДНАОП 0.00 – 1.32.01 Правила улаштування електроустановок (зі змінами).

13. ДБН В.1.2-10-2008. Захист від шуму.

14. Серіков Я.А., Болотских О.Н. Охорона праці / Навч. посібник для дистанційної форми навчання в рамках міжнародного європейського проєкту Tempus-Tacis CD JEP – 24150 - 2003 «HUREMA». Харків, 2006. – 120 с.