

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Автомобілів

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Модернізація гусеничного автомобіля на базі УАЗ, дослідженням.
стійкості гусениць на привідних колесах

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МАм-61
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Секенік І.П.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Рогатинський Р.М.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Левкович М.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

Ляшук О.Л.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2021

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Ляшук О.Л.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«01» жовтня 2021 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)

студентці Сукенік Ірині Петрівні
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація гусеничного автомобіля на базі УАЗ, дослідженням стійкості гусениць на привідних колесах.

Керівник роботи Рогатинський Р.М., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «01» жовтня 2021 року № 4/7-829

2. Термін подання студентом завершеної роботи 13 грудня 2021

3. Вихідні дані до роботи Характеристика гусеничного автомобіля на базі УАЗ

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

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Розрахункова схема підвіски – 1А1.

Гідропневматична підвіска – 1А1.

Схема автоматичного натягування – 1А1.

Гідравлічний механізм натягування – 1А1.

Схема розташування цівки на ведучому колесі – 1А1.

Поршень та шток – 1А1.

Класифікація факторів стійкості гусениць на ведучому колесі – 1А1.

Результати наукових досліджень – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Клепчик В.М.		

7. Дата видачі завдання 01.10.2021р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	13.10.2021	
2	Технологічний розділ	27.10.2021	
3	Конструкторський розділ	03.11.2021	
4	Науково-дослідний розділ	17.11.2021	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	02.12.2021	
6	Оформлення графічної частини	08.12.2021	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	20.12.2021	

Студент

(підпис)

Суке́нік П.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Рогатинський Р.М.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Модернізація гусеничного автомобіля на базі УАЗ, дослідженням стійкості гусениць на привідних колесах.».

Робота виконана на кафедрі автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.т.н., професор Рогатинський Р.М.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 62 сторінки формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини 2 сторінки додатків.

Ключові характеристика: прохідність, надійність, експлуатація, довговічність, модернізація.

ЗМІСТ

Вступ	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Аналіз виконаних конструкцій механізму натягування.....	7
1.2 Натяжні механізми з направляючими колесами і компенсуючі пристрої гусеничного рушія.....	10
1.3 Вимоги до натяжних механізмів з лінивцями і шляху виконання цих вимог.....	11
1.4 Висновки та постановка завдання на магістерську роботу.....	12
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	13
2.1 Класифікація, аналіз виконаних конструкцій натяжних механізмів і їх порівняльна оцінка.....	13
2.2 Гідравлічні натяжні механізми.....	16
2.3 Розрахунок натяжних механізмів.....	18
2.4 Компенсуючі пристрої гусеничного рушія.....	26
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	28
3.1 Будова та принцип роботи підйомника.....	28
3.2 Розрахунок електромеханічного підйомника.....	29
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	35
4.1 Розрахункова оцінка стійкості гусениць на провідних колесах.....	35
4.2 Чинники, що впливають на стійкість гусениць на привідних колесах.....	38
4.3 Автоматичне управління натягненням гусениць.....	43
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	50
5.1 Заходи по створенню безпечних умов праці.....	50
5.2 Формування цивільної оборони на об'єкті.....	55
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	60
БІБЛІОГРАФІЯ	61
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Ходова частина гусеничних машин складається з системи підресорювання і гусеничного рушія. Система підресорювання пов'язує корпус машини з осями опорних катків, служить для пом'якшення ударів і коливань корпусу при русі. Вона включає підвіску, амортизатори, буфера. Залежно від конструктивного виконання до системи підресорювання може бути віднесений і механізм управління положенням корпусу. Від досконалості системи підресорювання залежать швидкість руху, влучність вогню при стрілянні з ходу, працездатність екіпажа, довговічність складальних одиниць і систем. Гусеничний рушій, що безпосередньо взаємодіє із зовнішньою середою, забезпечує створення тягової сили, рушійної машину. Рушій складається з гусениць, опорних і підтримуючих катків, провідних і направляючих коліс з механізмом натягнення гусениць.

Ділення ходової частини на систему підресорювання і гусеничного рушія досить умовно, оскільки деякі складальні одиниці виконують суміжні або спільні функції. Так, наприклад, гусениця, зменшуючи поштовхи і удари при русі по нерівній місцевості, виконує функції підвіски, а система підресорювання, змінюючи тиск під гусеницями, впливає на прохідність.

Схема, компоновка і конструкція ходової частини (і її складальних одиниць) визначаються тактико-технічними вимогами в цілому. Для виготовлення окремих деталей використовуються конструкційні (вуглецеві і леговані) сталі, сплави алюмінію і титану, а також полімерні матеріали (гуми і пластмаси).

Однією з вимог, що пред'являються є підвищення їх рухливості за рахунок збільшення швидкості руху по дорогах і місцевості. Виконання цієї вимоги обумовлює необхідність розробки нових конструкцій, нових технічних рішень по зниженню втрат потужності в гусеничному рушієві, а також по підвищенню надійності ходової частини при істотно збільшених динамічних навантаженнях.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Аналіз виконаних конструкцій механізму натягування

Перший варіант. Механізм натягування призначений для натягування і послаблення гусениць і складається із кривошипа, черв'ячного колеса і черв'яка. На вісі кривошипа встановлені горловина і черв'ячне колесо, підтягнуте до бурту кривошипи гайкою, яка застопорена штифтом. Між торцями горловини і кривошипа – резинове ущільнююче кільце.

Вісь кривошипа встановлена в опорах горловини і кронштейна на сталених розрізних втулках. Горловина з кривошипом та черв'ячним колесом прикріплені до привареного до корпусу машини кронштейну болтами, які стопоряться пружинними шайбами. Роз'єм між горловиною та кронштейном ущільнений картонною прокладкою. Зі сторони борта машини внутрішня порожнина механізму натягування ущільнена гумовим кільцем, укладеним в проточку кронштейна.

Опорами черв'яка являються втулки, запресовані в кронштейн механізму на тягіння і кришку. Кришка встановлена в нижній отвір кронштейна і закріплена болтами з пружинними шайбами. Під верхнім торцем черв'яка знаходиться плаваюча шайба, а для забезпечення осевого люфта черв'яка під фланцем кришки розташовані регулюючі прокладки. В канавки кришки та черв'яка встановлені гумові ущільнюючі кільця.

Кривошип з направляючим колесом утримується в заданому положенні самотормозною черв'ячною парою. Від провертання черв'як зафіксований гайкою.

Для визначення взаємного положення зрізу на черв'ячному колесі та черв'яка на циліндричній поверхні горловини і щогі кривошипа нанесені установочні зарубки, котрі перед вийманням кривошипа з кронштейна повинні бути суміщені.

Лівий та правий механізми натягування невзаємозамінні. В правому механізмі встановлений редуктор з тахогенератором, а в лівому редуктор з

датчиком спідометра. Для їх приводу в кришці направляючого колеса встановлено ведучий наконечник.

Другий варіант. Механізм натягування гусениць одночерв'ячний з глобоїдальним зачепленням. Черв'ячна пара безпосередньо сприймає зусилля, діючі на направляюче колесо.

Механізм натягування гусениць складається кривошипа черв'ячного колеса і черв'яка. На вісі кривошипа встановлені горловина, розпорна втулка і на шліцах – черв'ячне колесо. Між торцями горловини і кривошипа встановлене гумове ущільнююче кільце, а між горловиною і кронштейном – регулюючі прокладки. Черв'ячне колесо прижатє до розпорної втулки гайкою, яка застопорена шплінтами.

Кривошип встановлено на двох опорах. Однією опорою являється посадочний отвір в кронштейні, другою – посадочний отвір в горловині. В обидва посадочні отвори встановлені латунні вкладиші.

Горловина кріпиться до кронштейну болтами. Двома верхніми болтами до горловини кріпиться запобіжник, котрий разом з двома привареними до щоки кривошипа упорами обмежує кут повороту кривошипа, що виключає вихід із зачеплення черв'яка з черв'ячним колесом при на тяжінні гусеничної стрічки. При встановленні (зміні) черв'ячного колеса, риска над впадиною шліців колеса повинна бути поєднана з рискою на торці кривошипа, позначеною ЛЕВ - для лівого кривошипа і ПР. для правого.

Опорами черв'яка являються втулка, запресована в кронштейн, і опора, що кріпиться до кронштейну болтами. Черв'як має отвір з різьбою в нижній частині, в яку ввернуто гвинт застопорення черв'яка.

Гвинт застопорення ущільнюється гумовим кільцем, встановленим у виточку черв'яка, а черв'як ущільнюється гумовим кільцем, встановленим у виточку черв'яка, а черв'як ущільнюється гумовим кільцем, встановленим у виточку кронштейна і притиснутим разом з кришкою гвинтами до втулки.

При встановленні кривошипа в кронштейн лика черв'ячного колеса повинна бути обернена в сторону черв'яка. Після встановлення кривошипа черв'як повинен бути введений в зачеплення з черв'ячним колесом шляхом повороту кривошипа і обертання черв'яка.

Перед встановленням кривошипа на машину у внутрішню порожнину кронштейна закладається 1-1,5 кг змазки ЯНЗ-2. На тяжіння та послаблення гусеничної стрічки здійснюється поворотом черв'яка.

Третій варіант. Механізм натягу одночерв'ячний з глобоїдним зачепленням. Черв'ячна пара безпосередньо сприймає зусилля, діючі на направляюче колесо.

Механізм натягу складається з картера, кривошипа, черв'ячної пари глобоїдного зачеплення, стопорного гвинта і ущільнюючих пристроїв.

Картер механізму натягу створено двома деталями: кронштейнов, ввареним в конус машини і горловиною, прикріпленою болтами до кронштейну. Між фланцем горловини і кронштейном установлюються регулюючі прокладки (не більше 3), загальна товщина яких підбирається для співпадання вісей черв'яка і черв'ячного колеса. В отвори картера і горловини установлюються втулки, які являються опорами кривошипа. В кронштейні виконані отвори для установки черв'яка. До картера двома болтами кріпиться обмежувач повороту кривошипа.

Кривошип виконано пологим. До щоки кривошипа приварені два упора, які разом з обмежувачем забезпечують обмеження повороту кривошипа і виключають вихід із зачеплення черв'яка з черв'ячним колесом. Вістове переміщення кривошипа обмежується щокою кривошипа і гайкою кріплення черв'ячного колеса (при установці черв'ячного колеса і розпорної втулки).

Черв'ячна пара включає черв'ячне колесо і черв'як. Черв'ячне колесо встановлене на шліцах кривошипа і закріплене гайкою, яка затягується до упору і фіксується шплінтом. Між черв'ячним колесом і горловиною установлюється розпорна втулка. Для забезпечення зачеплення колеса з черв'яком при монтажі на черв'ячному колесі є зріз. Для правильної установки черв'ячного колеса на кривошип необхідно поєднати риски на впадині шліців колеса і на торці шліців кривошипа. Риски позначені буквами «Л» для лівого механізму натягу і «П» для правого.

Черв'як встановлений вертикально в кронштейні картера. Опорами черв'яка являються бронзова втулка і кришка. Бронзова втулка запресовується в кронштейн і до неї гвинтами кріпиться ущільнююче гумове кільце з

кришкою. Кришка черв'яка кріпиться до картера болтами з відгібними шайбами. Між фланцем кришки і картером розміщуються регулюючі прокладки (не більше 3), загальна товщина яких вибирається для забезпечення необхідного люфта черв'яка. Під торці черв'яка встановлюються упорні кільця. Черв'як виконаний полім, на хвостовику є головка під ключ. Всередину черв'яка вгвинчується стопорний гвинт, виступаючий якого виконаний шестигранним під ключ, а нижній – тарільчатим. При обертанні стопорного гвинта по ходу годинникової стрілки до упору тарільчатим кінцем в кришку черв'яка прижимається верхнім торцем через упорне кільце в картер.

Для зміни натягу гусениці необхідно спочатку вивернути стопорний гвинт (розстопорити черв'як), а потім, обертаючи черв'як, змінити натяг гусениці. Для натягу гусениці черв'як обертати по ходу годинникової стрілки. Після зміни натягу гусениці черв'як необхідно застопорити. У внутрішню порожнину картера при монтажі заправляється мастило «Літол-24» (1-1,5 кг). Для попередження її витікання внутрішня порожнина картера герметизується гумовими кільцями і прокладками. Механізми натягу в зборі взаємозамінні.

1.2 Натяжні механізми з направляючими колесами і компенсуючі пристрої гусеничного рушія

Натяжні механізми з лінивцями служать для регулювання попереднього натягнення гусениць і використовуються в експлуатації частіше інших механізмів машини. Ними доводиться користуватися при монтажі і демонтажі гусениць, для відновлення нормального натягнення, що ослабіло із-за зносу металевих шарнірів гусениці; при вилученні із зношеної гусениці трака або заміні пошкоджених траків; для зміни попереднього натягнення гусениць у зв'язку з ґрунтовими умовами руху, що змінилися; при регулюванні кліренсу машини і у ряді інших випадків. Деталі натяжних механізмів і лінивці працюють у вельми важких умовах: сприймають великі сили попереднього і робочого натягнення гусениць; схильні до потужних поштовхів і ударів об зустрічні перешкоди; зовнішні частки механізму і лінивець не захищені від кульового і снарядного обстрілу.

1.3 Вимоги до натяжних механізмів з лінивцями і шляху виконання цих вимог

Основні вимоги зводяться до наступного:

1. Легке і зручне регулювання натягнення гусениць зусиллям одного члена екіпажа (бажано прямо на ходу машини). Для виконання цієї вимоги до складу натяжних механізмів середніх і важких автомобілів з силою попереднього натягнення гусениць $P_{np} = 1,5 - 4$ г обов'язково вводять необоротні черв'ячні або гвинтові передачі, що полегшують натягнення, забезпечують зручний доступ до натяжних механізмів зовні, передбачають можливість використання важеля з великим плечем. Легше і найзручніше натягнення регулюється гідравлічним механізмом, що використовує для роботи енергію двигуна, перетворену насосом в тиск масла. Остання частка вимоги практично виконується лише такими гідравлічними натяжними механізмами, що дозволяють на ходу регулювати натягнення гусениць і по тиску масла контролювати його дійсну величину.

2. Надійність роботи механізму натягнення протягом всього міжремонтного періоду експлуатації і в різних умовах його бойового використання. Виконання цієї вимоги обумовлюється міцністю, жорсткістю і високою зносостійкістю часток і вузлів механізму. Для цього:

1) циліндрові черв'ячні передачі після закінчення натягнення гусениць розвантажують від надмірних зусиль, що виникають при русі і подоланні різних перешкод, або застосовують глобоїдні черв'ячні і гвинтові передачі, здатні сприймати ці навантаження без руйнувань і залишкових деформацій робочих поверхонь;

2) передбачають надійні стопори натяжного механізму, що виключають мимовільне ослаблення попереднього натягнення гусениць під час руху ;

3) застосовують довго вічні підшипники лінивця, здатні, крім того, до сприйняття потужних поштовхів і ударів;

4) обіддю лінивця надають спеціальну форму, що забезпечує самоочищення гусениці від грязі і снігу і сколювання льоду з її бігової доріжки.

5) Достатній хід лінивця для з'єднання і натягнення гусениці після

видалення з неї одного або при гребневому зачепленні двох траків, а також для підтримки необхідного попереднього натягнення гусениць при регулюванні кліренсу . Виконується ця вимога при кінематичному розрахунку натяжного механізму, що виявляє необхідні хід лінивця, радіус кривошипа і кут його повороту.

б) Малі інтервали між фіксованими положеннями кривошипа лінивця для точнішого регулювання попереднього натягнення гусениць. Виконання цієї вимоги залежить від вибраного типа натяжного механізму і конструкції його стопора.

1.4 Висновки та постановка завдання на магістерську роботу

Розглянувши тягові показники гусеничних автомобілів, проведено аналіз виконаних конструкцій механізмів на тяжіння, було зроблено наступні висновки та поставлено наступні завдання, які слід вирішити в процесі виконання магістерської роботи:

в технологічному розділі модернізацію гусеничного автомобіля.

в конструкторському розділі модернізувати автомобільний підйомник для виконання технологічного процесу;

провести дослідження стійкості гусениць на привідних колесах.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Класифікація, аналіз виконаних конструкцій натяжних механізмів і їх порівняльна оцінка

Різноманітні конструкції натяжних механізмів чітко підрозділяються по двох ознаках.

1. За формою траєкторії переміщення лінивця при натягненні гусениці розрізняють кривошипні натяжні механізми з переміщенням лінивця по дузі кола і механізми з прямолінійним переміщенням лінивця. Перші, добре відомі читачам по конструкціях наших автомобілів, найбільш прості, компактні, характеризуються високою надійністю і тому завоювали загальне визнання і набули щонайширшого поширення на гусеничних машинах різного призначення, але неприйнятні для гусеничних рушіїв з несучим лінивцем. В цьому випадку доводиться застосовувати натяжні механізми з прямолінійним переміщенням лінивця. Підресорений торсіоном 3 задній опорний каток передає частку ваги машини на ґрунт і одночасно є лінивцем натяжного механізму. Маточина осі напресована на трубу, встановлену на шліцах L балансира. Між торцем труби і буртиком ковпака, що нагвинчує на трубу, знаходяться кільця кулькового під'ятника. Всередину кілець входить гвинт, угвинчений в балансир.

Буртик гвинта і гайка, що нагвинчує і застопорена на нім, охоплюють кільця під'ятника, заставляючи переміщатися трубу по шліцах балансира із закріпленим на ній лінивцем при вкручуванні і викручуванні гвинта.

Для натягнення гусениці потрібно витягувати шплінт і обертати гвинт за чотиригранну голівку гайки. Максимальне прямолінійне переміщення лінивця при цьому складає 50 мм; крок гусениці - 85 мм. Після закінчення натягнення гвинт стопориться шплінтом і залишається під навантаженням всіх подовжніх сил, що діють на лінивець. Надійність роботи такого натяжного механізму стосовно середніх і важких автомобілів декілька знижується із-за важких умов роботи шліцевого з'єднання труби з балансиром.

2. По конструкції що полегшує натягнення гусениці пристрою

розрізняють: 1) механізми без полегшуючих передач; 2) механізми з гвинтовими передачами; 3) механізми з черв'ячними передачами (циліндровими розвантаженими; 4) гідравлічні натяжні механізми.

Механізми без полегшуючих передач застосовуються лише для легких автомобілях з металевими шарнірами гусениць з силою попереднього натягнення не більше 500-600 кгс. Процес натягнення гусениці ускладнюється через відсутність в механізмі необоротної передачі, тому після досягнення необхідного натягнення доводиться підтримувати кривошип ключем і одночасно загвинчувати притискну гайку. Перевагами є простота пристрою, надійність роботи, можливість кругового обертання кривошипа, що забезпечує необхідне переміщення лінивця навіть при невеликому радіусі кривошипа $r_{кр} = 40$ мм, порівняно точне регулювання натягнення гусениць за рахунок великого числа ($z = 30$) торцевих зубів y рухливого і нерухомого кілець.

Натяжний механізм з полегшуючою гвинтовою передачею застосовується на важких автомобілях.

Збірний кривошип встановлений в розточуваннях ввареного кронштейна і від випадання стримується кінцевою гайкою. На цапфу кривошипа надягає передній гвинт з правим стрічковим різьбленням, а на цапфу корпусів - задній гвинт з лівим різьбленням. На обидві деталі і нагвинчує муфта зганяння із зовнішнім шестигранником під ключ і стопор. Від мимовільного осьового зсуву з шестигранника стопор стримується двома бонками, привареними до борту автомобіля. Направлення різьб гвинтів правого натяжного механізму протилежне лівому (що розгледів раніше), тому для натягнення обох гусениць ключ, надітий на шестигранник муфти, потрібно переміщати вниз. Суцільнометалевий литий лінивець взаємозамінний з опорними катками. Не дивлячись на велику силу попереднього натягнення гусениць автомобіля, зміна натягнення вільно здійснюється зусиллям однієї людини, але вимагає значного часу із-за великого передавального числа гвинтової передачі. Безповоротність гвинтової передачі виключає незручність, характерна для натяжного механізму автомобіля.

Натяжний механізм автомобіля порівняно простий по пристрою і надійний в роботі, забезпечує точне регулювання натягнення гусениць за

рахунок дуже великого числа фіксованих положень кривошипа. Недоліки полягають в низькому п. п. д. необоротної гвинтової передачі, в обмеженому вугіллі повороту кривошипа, що вимушує збільшувати його радіус для отримання достатнього переміщення лівця, і в небезпеці пошкоджень механізму. При компоновці ходової частки не завжди вдається знайти місце на борту автомобіля для розміщення гвинтів і муфти зганяння.

Натяжний механізм з полегшуючою циліндровою черв'ячною передачею добре відомий читачам по конструкції основних середніх автомобілів.

Для розвантаження основної черв'ячної передачі з шліцьовим колесом після отримання необхідного натягнення гусениці передбачені торцеві зуби кривошипа і на ввареним кронштейні, а також друга черв'ячна передача з різьбовим колесом, що втягує кривошип в кронштейн. Черв'як цієї передачі стопориться шайбою, надітою на його чотиригранний кінець під ключ, і відігнутим вусом вхідної в паз втулки. Обіддя суцільнометалевого литого лівця мають достатню ширину і спеціальну форму зовнішньої поверхні для сколювання льоду з бігової доріжки гусениці на всю ширину шил опорних катків.

Цей механізм якнайповніше задовольняє вимогам, що пред'являються, добре компонується у вирізі бортового і носового броньових листів. Недолік його полягає в низькому п. п. д. необоротної черв'ячної передачі і в підвищеній складності із-за наявності двох черв'ячних передач. Менш складними виявляються одно-черв'ячні натяжні механізми, що працюють без розвантаження міцнішою і зносостійкою глобоїдною черв'ячною передачею.

Гідравлічні натяжні механізми застосовуються головним чином в автомобілях з пневматичними підвісками і регульованим кліренсом.

У зв'язку з цим вони відрізняються від попередніх механізмів значно великим радіусом кривошипа гкр і наявністю силового гідравлічного циліндра подвійної дії. Цільнокований кривошип лівця обертається в антифрикційних втулках вварного кронштейна і стримується в нім кінцевою гайкою. На шліцах осі кривошипа закріплений важіль, сполучений пальцем з штоком силового циліндра 3. Циліндр шарнірно зв'язаний пальцем з кронштейном корпуси автомобіля. подача масла під певним тиском через шланги і отвір d під

поршень і злив масла через отвір h з надпоршневого об'єму викликають поворот важеля кривошипа за годинниковою стрілкою, переміщення лівця вперед і вгору і натягнення гусениці. Фіксація отриманого натягнення досягається замиканням масла в обох порожнинах циліндра..

Вимір тиску масла під поршнем за допомогою звичайного манометра дозволяє орієнтування судити про фактичну силу попереднього натягнення гусені. Лівець з гумовими шинами зменшує шум і знижує динамічні коливання натягнення гусениць. Такі механізми гранично полегшують до спрощують дії водія для натягнення гусениць, роблять можливою цю операцію на ходу машини, забезпечують високу точність регулювання і можливість постійного контролю натягнення гусениць. Недоліки полягають в складності конструкції, в трудності розміщення силових циліндрів усередині броньового - корпуси при щільній компоновці автомобіля і небезпеки пошкоджень при їх зовнішньому розміщенні, в обмеженому вугіллі повороту кривошипа, що вимушує для отримання великих переміщень лівця значно збільшувати радіус кривошипа.

2.2 Гідравлічні натяжні механізми

Застосовуються головним чином в автомобілях з пневматичними підвісками і регульованим кліренсом.

У зв'язку з цим вони відрізняються від попередніх механізмів значно великим радіусом кривошипа $\Gamma_{кр}$ і наявністю силового гідравлічного циліндра подвійної дії. Цільнокований кривошип 7 лівця 6 обертається в антифрикційних втулках 9 вварного кронштейна 8 і стримується в нім кінцевою гайкою 11. На шліцах 1 осі кривошипа закріплений важіль 10, сполучений пальцем 1 з штоком 2 силові циліндри 3. Циліндр шарнірно зв'язаний пальцем 5 з кронштейном 4 корпуси автомобіля. Подача масла під певним тиском через шланги і отвір d під поршень і злив масла через отвір h з надпоршневого об'єму викликають поворот важеля 10 кривошипа за годинниковою стрілкою, переміщення лівця 6 вперед і вгору і натягнення гусениці. Фіксація

отриманого натягнення досягається замиканням масла в обох порожнинах циліндра.

Вимір тиску масла під поршнем за допомогою звичайного манометра дозволяє орієнтування судити про фактичну силу попереднього натягнення гусені. Лівинець 6 з гумовими шинами зменшує шум і знижує динамічні коливання натягнення гусениць. Такі механізми гранично полегшують і спрощують дії водія для натягнення гусениць, роблять можливою цю операцію на ходу машини, забезпечують високу точність регулювання і можливість постійного контролю натягнення гусениць. Недоліки полягають в складності конструкції, в трудності розміщення силових циліндрів усередині броньового корпусу при щільній компоновці автомобіля і небезпеки пошкоджень при їх зовнішньому розміщенні, в обмеженому вугіллі повороту кривошипа, що вимушує для отримання великих переміщень лівинця значно збільшувати радіус кривошипа.

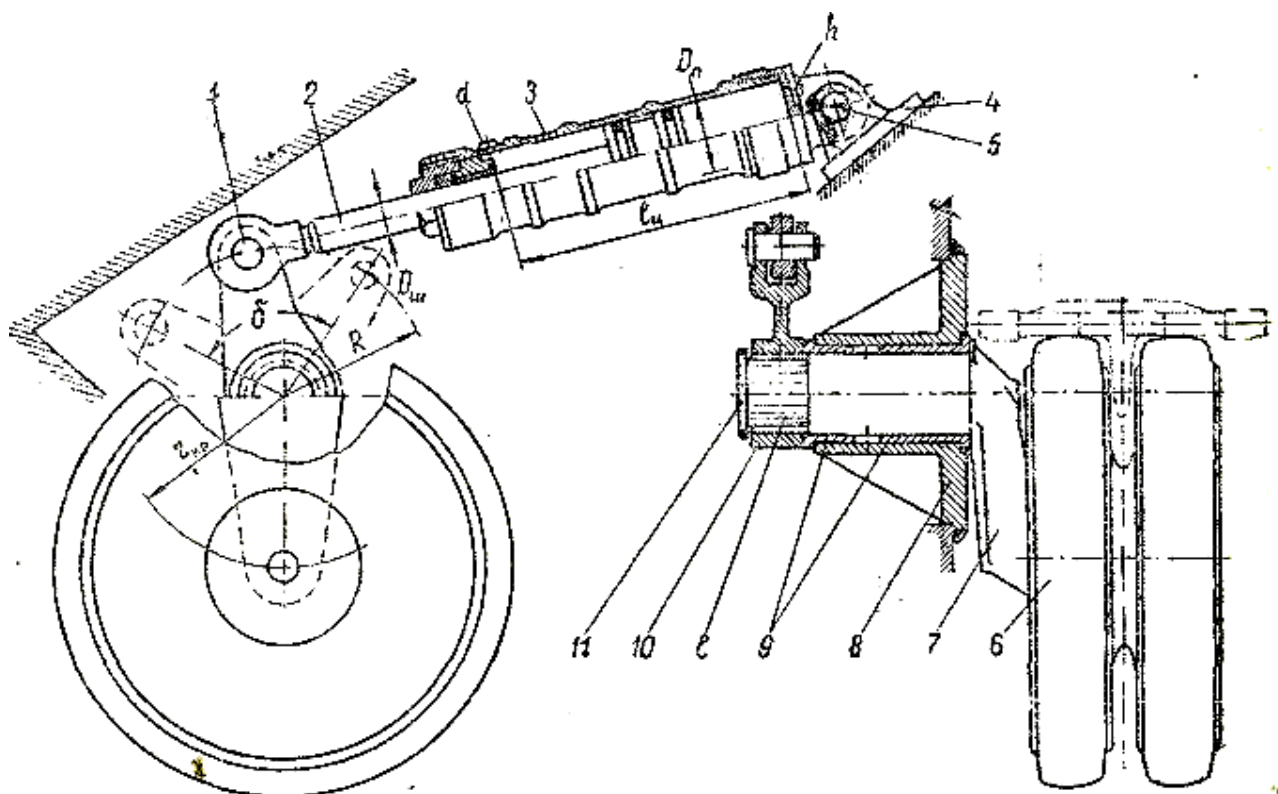


Рис. 2.1. Гідравлічний натяжний механізм:

1,5 - пальці; 2 - шток з поршнем; 3 - циліндр; 4 - кронштейн корпусу; 6 - лівинець; 7 - цільнокований кривошип; 8 - кронштейн корпусу; 9 - антифрикційні втулки; 10 - важіль; 11 - кінцева гайка; d, h - маслопідвідні

отвори; 13 - шліци осі кривошипа

2.3 Розрахунок натяжних механізмів

При проектуванні нового рушія необхідно обґрунтовано вибрати типа натяжного механізму, провести його кінематичний і силовий розрахунки, а також перевірити його основні деталі і вузли на міцність і довговічність. Перевірочний розрахунок включає лише останній етап і оцінку експлуатаційних якостей натяжного механізму: граничну різницю довжини гусениць, придатну для використання; зусилля, переміщення і роботу для ослаблення і натягнення гусениці. Вибір типа натяжного механізму залежить від круга, завдань, що покладаються на нього, вагової категорії проектного автомобіля, типа гусени і величини її попереднього натягнення, наявності або відсутності компенсуючи пристроїв і здійснюється на основі викладеного аналізу виконаних конструкцій і їх порівняльної оцінки.

Кінематичний розрахунок включає виявлення необхідного переміщення лівця λ , виходячи з допустимого подовження гусениць в експлуатації або що реалізовується пневматичною підвіскою зміни кліренсу, а також визначення величини радіусу кривошипа $r_{кр}$ і кута його повороту δ , що забезпечують знайдене необхідне переміщення лівця. Для автомобілів з металевим шарніром гусениць і з нерегульованим кліренсом натяжний механізм повинен полегшити надягання на модернізований автомобіль нової гусениці, створити її нормальне попереднє натягнення і після цього компенсувати подовження гусениці на один крок трака унаслідок зносу пальців і провущин. Надалі довжина гусениці може бути скорочена до первинного розміру шляхом видалення з неї одного трака. Вважаючи, що первинне натягнення нової гусениці вимагає приблизно такого ж переміщення лівця, як при подовженні гусениці на один крок, приходимо до висновку, що спільне переміщення лівця λ повинне визначатися з подовження гусениці на два кроки.

$$\Delta = 2tr.$$

У автомобілях з регульованим кліренсом (рис. 2.2) необхідні набагато більші переміщення лінивця λ для підтримки нормального натягнення гусениці при зміні разом з кліренсом і висоти гусеничного обводу.

Вважаючи гусеницю за гнучку стрічку, радіуси лінивця і провідного колеса рівними радіусу опорного катка, а переміщення коліс при регулюванні кліренсу строго вертикальним, знайдемо надлишок Δ довжини гусениці при переміщенні корпусу з колесами з верхнього положення на величину зміни кліренсу $\Delta h_{К1}$ вниз (див. рис. 2.2, а).

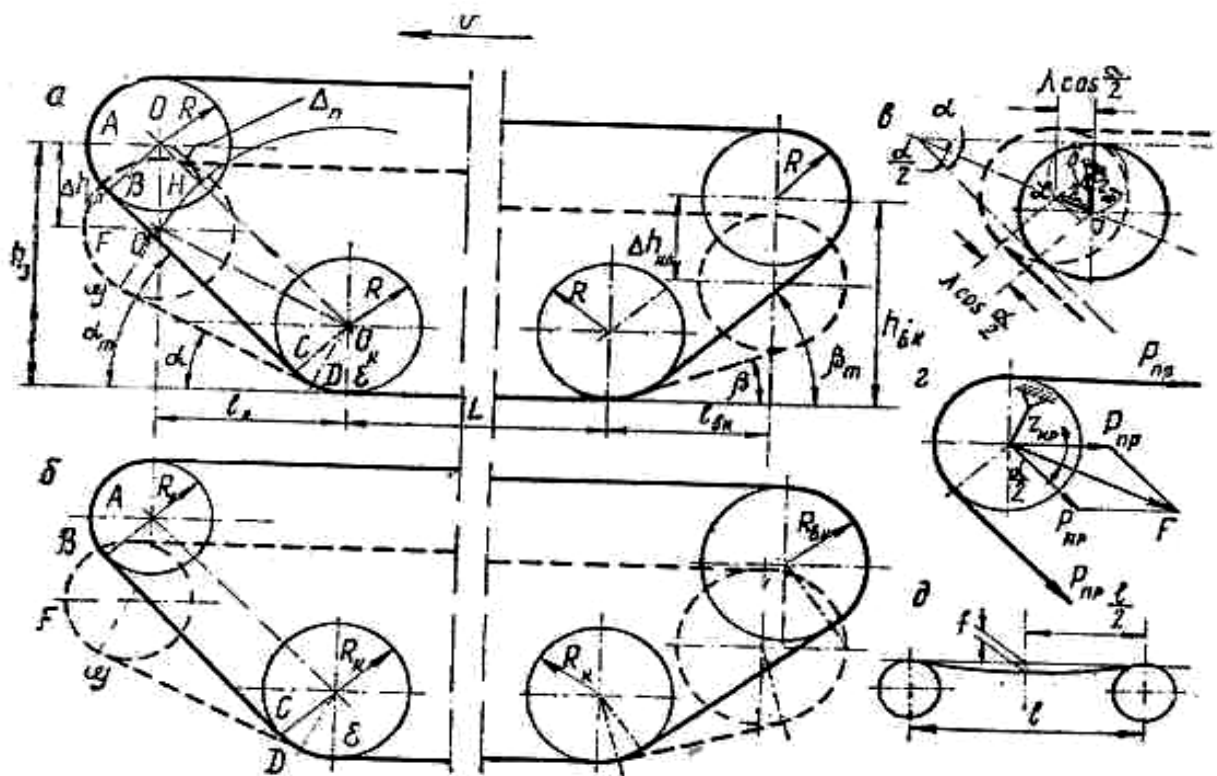


Рис. 2.2. Розрахункові схеми натяжного механізму:

а - спрощена схема; б - реальна схема для визначення надлишку Δ довжини гусениці при опусканні корпусу автомобіля; в - схема для визначення необхідного переміщення лінивця λ і радіусу кривошипа $r_{гр}$; г - схема для визначення моменту M на осі кривошипа; д - схема для визначення попереднього натягнення гусениць $P_{пр}$.

Спільний надлишок довжини гусениці Δ виходить в результаті скорочення довжини передньою похилою Δ_1 і задньою похилою Δ_3 гілок гусениці $\Delta = \Delta_1 + \Delta_3$ (верхня і нижня гілки гусениць довжину не змінюють).

Скорочення передньої гілки гусениці Δ_{II} представляє різниця довжини ліній ABCDE і FGDE, оскільки крапка А по третьому допущенню опустилася в точку F а точка Е залишилася нерухомою. Позначаючи кути нахилу передньої гілки в піднятому положенні $\alpha_m = \arctg \frac{h_3 - R}{\ell_{\lambda}}$ і в опущеному положенні корпусу

$$\alpha = \arctg \frac{h_3 - \Delta h_{кл} R}{\ell_{\lambda}}, \text{ отримаємо}$$

$$\begin{aligned} \Delta_{II} = ABCDE - FGDE &= R \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_m \right) + \frac{\ell_{\lambda}}{\cos \alpha_m} + R \alpha_m - \\ &- \left[R \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) + \frac{\ell_{\lambda}}{\cos \alpha} + R \alpha \right] = \frac{\ell_{\lambda}}{\cos \alpha_m} - \frac{\ell_{\lambda}}{\cos \alpha}. \end{aligned}$$

Графічно це скорочення Δ_{II} легко знайти, провівши з точки O_k допоміжне коло радіусом $O_k O'$ до перетину з прямою $O_k O$ в точці Н; відрізок ОН і дорівнюватиме шуканому скороченню довжини похилої гілки. Для задньої гілки аналогічно отримаємо

$$\beta_m = \arctg \frac{h_{6.к} - R}{\ell_{6.к}};$$

$$\beta = \arctg \frac{h_{6.к} - \Delta h_{кл} - R}{\ell_{6.к}}$$

$$\Delta_3 = \frac{\ell_{6.к}}{\cos \beta_m} - \frac{\ell_{6.к}}{\cos \beta};$$

Можливо і аналогічне графічне визначення цього скорочення Δ_3 задніх похилих гілки. Спільний надлишок довжини гусениці буде

$$\Delta = \Delta_{II} + \Delta_3 = \frac{\ell_{\lambda}}{\cos \alpha_m} - \frac{\ell_{\lambda}}{\cos \alpha} + \frac{\ell_{6.к}}{\cos \beta_m} - \frac{\ell_{6.к}}{\cos \beta}.$$

При різних радіусах лівця, що веде колеса і опорних катків (див. рис. 2.2, б) з врахуванням невеликого подовжнього переміщення корпусу при його

опусканні аналітичне рішення ускладнюється і доцільніше завдання вирішувати графічно, викреслюючи похилі гілки гусениць і вимірюючи курвиметром або обчислюючи по ділянках довжину тих же ліній ABCDE і FGDE.

Для визначення переміщення лінивця λ , компенсуючого подовження зносу гусені або зміну висоти гусеничного обводу, нехтуємо зміною нахилу гілок гусениці від переміщення лінивця і вважаємо, що хорда дуги, по якій переміщається лінивець, збігається з бісектрисою кута α нахилу передньої гілки гусениці (див. рис. 2.2, в). При переміщенні центру лінивця на відстань λ з точки I в точку L лінивець витягне вперед похилу гілку на величину і настільки ж верхню гілку. Сума цих переміщень $\lambda \cos \frac{\alpha}{2}$ і $2\lambda \cos \frac{\alpha}{2}$ повинна компенсувати подовження гусениці $\lambda \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \Delta$, тобто $2\lambda \cos \frac{\alpha}{2} = \Delta$. З цієї рівності і визначається необхідне переміщення лінивця

$$\lambda = \frac{\Delta}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}.$$

У кривошипних механізмах переміщення λ залежить від радіусу кривошипа $r_{кр}$ і можливого кута його повороту δ

$$\lambda = 2r_{кр} \sin \frac{\delta}{2}.$$

У механізму з круговим обертанням кривошипа кут δ досягає 180° , в решті механізмів цей кут конструктивно обмежується меншою величиною. З двох останніх рівнянь, вважаючи кут повороту кривошипа δ за виявлений, знаходимо необхідну величину радіусу кривошипа

$$\Delta = \Delta_{II} + \Delta_3 = \frac{\ell_{л}}{\cos \alpha_m} - \frac{\ell_{л}}{\cos \alpha} + \frac{\ell_{в.к}}{\cos \beta_m} - \frac{\ell_{в.к}}{\cos \beta}.$$

У лінійних механізмах переміщення λ здійснюється гвинтовою передачею і знайдена величина необхідного переміщення лівця є початковою для визначення довжини гвинта і інших деталей механізму.

У силовому розрахунку визначається момент M на осі кривошипа необхідний для нормального натягнення гусениці, і залежно від його величини вибирається тип механізму натягнення і підраховується необхідне передавальне число i_m полегшуючої передачі. Для визначення моменту M вибирають найсприятливіше положення кривошипа, коли його плече перпендикулярне бісектрисі кута α рівні сили P_{np} попереднього натягнення похилої і верхньої гілок гусениць переносять на вісь лівця і геометрично складають

$$\overline{F} = \overline{P_{np}} + \overline{P_{np}}$$

або

$$F = 2P_{np} \cos \frac{\alpha}{2};$$

Добуток рівнодійної F на радіус кривошипа $r_{кр}$ і дає шуканий момент

$$M = 2P_{np} r_{кр} \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Сила попереднього натягнення P_{np} існуючих автомобілів задається стрілою провисання f (м) гусениці між сусідніми підтримуючими катками віддаленими один від одного на відстань l (м) $P_{np} = \frac{q l^2}{8f}$ (де q - погонна вага гусениці, кгс/м). Для проєктованих автомобілів цією силою P_{np} доводиться задаватися з врахуванням накопиченого досвіду і впливу попереднього натягнення на к. к. д. і надійність роботи гусеничного рушія. Якщо знайдена величина моменту M для легких автомобілів з металевим шарніром гусениць не перевершує 50 кгс • м, можна обійтися простим натяжним механізмом без полегшуючих передач, вважаючи, що при радіусі ключа з подовжувачем $R_{кл} = 1$

м водієві доведеться в кінці процесу натягнення короткочасно докласти зусилля $P_{\text{вщ}} = 50$ кгс.

У основних середніх і важких автомобілях момент M набагато більше 50 кгсм (наприклад, в модернізований автомобільу ІС-3 700 кгс*м), що робить необхідним вживання в натяжному механізмі полегшуючої передачі. Її передавальне число i_M знаходять з рівняння

$$P_{\text{вщ}} R_{\text{кл}} i_M \eta_M = M.$$

$$i_M = \frac{2P_{\text{пр}} r_{\text{кр}} \cos \frac{\alpha}{2}}{P_{\text{вщ}} R_{\text{кл}M}}.$$

Зусилля $P_{\text{вщ}}$ на кінці ключа з радіусом рукоятки $R_{\text{кл}}$ бажано задавати не більше 30 кгс, а радіус ключа $R_{\text{кл}}$ вибрати за умовами компоновки механізму в модернізований автомобільу і зручності роботи водія.

К.к.д. гвинтовий і к.к.д. черв'ячною передач визначаються однотипними формулами

$$\eta_M = (0,9 \div 0,95) \frac{\text{tg} \beta}{\text{tg}(\beta + p)},$$

де числовий коефіцієнт 0,9-0,95 враховує додаткові втрати на тертя в опорах кривошипа, в цапфах гвинтових механізмів і в опорах черв'яка черв'ячних механізмів;

$$\mu = 0,1.$$

Для необоротних $\beta < p$ тихохідних передач к. к. д. виявляється дуже низьким $\mu_M = 0,35 \div 0,45$ що наголошувалося як недолік подібних механізмів. Нарешті знайдена величина (200) передавального числа i_M реалізується в проєктованій гвинтовій $i_M = \text{ctg} \beta$ або черв'ячною $i_M = z_{\text{ч.к}}$ передачі (обидві вважаються однозахідними). У останніх формулах $r_{\text{цп}}$ - радіус розміщення цапфи кривошипа, в окремому випадку конструкції механізму автомобіля) $r_{\text{цп}}$ дорівнює радіусу кривошипа $r_{\text{кр}}$; $r_{\text{ср}}$ - радіус середньої лінії гвинта; $z_{\text{ч.к}}$ - число

зубів черв'ячного колеса. Довжина гвинтів і згонної муфти гвинтового механізму визначається з врахуванням необхідного переміщення $\lambda_{ц}$ цапфи

$$\lambda_{ц} = \lambda \frac{r_{цп}}{r_{кр}}$$

Радіус R важеля 10 для приєднання штока гідравлічного натяжного механізму вибирається з врахуванням компоувальних міркувань; тиском масла p задаються залежно від типу вживаного масляного насоса, тоді діаметр поршня по відомому моменту M (205) підраховується з рівняння

$$\frac{\pi}{4}(D_{п}^2 - D_{ш}^2)pR = M.$$

Рахуючи в середньому діаметр штока $D_{ш}$ втричі менше діаметру поршня $D_{п}$ знайдемо

$$D_{п} \approx 1,2 \sqrt{\frac{M}{pR}}.$$

Внутрішня довжина циліндра має бути

$$\cdot i_{ц} \approx 2R \sin \frac{\delta}{2} + D_{п} + (2 \div 3)$$

Завдання міцнісного розрахунку обмежується виявленням найбільш небезпечного для міцності деталей розрахункового режиму роботи натяжного механізму і визначенням найбільших зусиль, що діють на нього; подальший підрахунок напруги і запасів міцності деталей здійснюється звичайними методами. Для міцності натяжних механізмів, розміщених в носі автомобіля, небезпечним режимом виявляється задній хід машини, коли що огинає лінивець гусениця додатково натягається двигуном. Граничне значення сили тяги P обмежується зчепленням забігаючої гусениці з ґрунтом і при повороті

автомобіля на горизонталі (поворот на узгір'ї заднім ходом дуже маловірогідний) складає

$$P = \frac{G}{2} \phi_m \approx 0,5G.$$

Натяжні механізми, розміщені в кормі машини, навантажуються робочим натягненням гусениці від двигуна на передньому ході машини і повинні розраховуватися по граничній силі тяги гусені $P = f_{п.с} G$ при крутому повороті автомобіля на узгір'ї. Максимальний M_m розрахунковий момент, що крутить, на осі кривошипа, потрібний для визначення необхідних розмірів деталей, буде

$$M_m = 2Pr_{кр} \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Підшипники лівця механізмів натягнення, розміщених в носі, розраховуються на довговічність подібно до підшипників опорних катків з врахуванням лише змінної швидкості. Проте радіальне навантаження роликового Q_p і кулькового $Q_{ш}$ підшипників підраховується не по статичному навантаженню на каток, рівно що діє $F = 2P_{np} \cos \frac{\alpha}{2}$ сил попереднього натягнення гусениці

$$Q_p = F \frac{t}{S+t}.$$

$$Q_{ш} = F \frac{t}{S+t}.$$

При розміщенні механізмів натягнення в кормі

$$i_y \approx 2R \sin \frac{\delta}{2} + D_{II} + (2 \div 3),$$

$$i_y \approx 2R \sin \frac{\delta}{2} + D_{II} + (2 \div 3).$$

Підшипники лівців розраховуються аналогічно підшипникам трансмісії з врахуванням змінної швидкості і змінного натягнення гусениці залежно від номера включеного ступеня коробки передач.

2.4 Компенсуючі пристрої гусеничного рушія

Компенсуючими пристроями називаються механізми важелів, що сполучають балансири крайніх опорних катків з кривошипамі направляючого і ведучого коліс автомобіля. Вони служать для підтримки приблизно постійного натягнення гусениць при зміні відстані між крайніми опорними катками і ведучим і направляючими колесами під час подовжньо-кутових коливань корпусу автомобіля на пружній підвісці, а також при наїзді крайніх опорних катків на нерівності місцевості.

Додатковий: важіль балансира переднього опорного катка короткою штангою шарнірно сполучений з картером бортової передачі, що коливається на голчаних підшипниках, грає роль кривошипа провідного колеса. При підйомах переднього катка картер, повертаючись довкола осі провідного валу за годинниковою стрілкою, переміщає провідне колесо вперед, виключаючи ослаблення гусениці, що загрожує її спадом. При опусканні катка в окоп або воронку картер, повертаючись проти годинникової стрілки, переміщає провідне колесо назад, запобігаючи надмірному натягненню гусениці торсіоном переднього катка. Важіль балансира заднього опорного катка довгою штангою шарнірно сполучений з хомутом, надітим на маточину кривошипа лівця і закріпленим на ній клемовим гвинтом. При підйомах і опусканнях заднього опорного катка кривошип гойдається на своїх підшипниках і, переміщає лівець, також компенсуючи зміну відстані між заднім катком і лівцем. Необхідне попереднє натягнення гусениці після звільнення клемового гвинта створюється регулювальним болтом, надітим своєю голівкою на цапфу осі лівця, і регулювальною гайкою, що упирається у відросток хомута. Після закінчення натягнення регулювальна гайка стопориться контргайкою, а хомут фіксується на кривошипі клемовим гвинтом.

Для основних середніх і важких автомобілів конструкція бортової передачі, що коливається, виявляється у край складною, громіздкою і ненадійною. Тому в автомобілях модернізованих на базі УАЗ, компенсуючий пристрій важеля збережений лише для передньої похилої гілки гусениці між переднім катком і лівцем, а для зменшення коливань (стабілізації) натягнення задньої похилої гілки гусениці між заднім катком і провідним колесом застосований навантажений мініатюрним торсіонним ролик. Можливі і інші конструктивні варіанти силової стабілізації натягнення гусениць. За допомогою гідравлічних, пневматичних або механічних пристроїв.

Перевага від вживання компенсуючих пристроїв полягає в надійнішому утриманні гусениці, у тому числі і з резино-металевим шарніром, на модернізованій автомобіль навіть при меншому її попередньому натягненні і, отже, більшому к. к. д. Крім того, знижуються динамічні навантаження в рушіїві, що шкідливо впливають на роботу всіх його вузлів і особливо на зачеплення провідного колеса з гусеницею. Недолік полягає в ускладненні конструкції ходової частки автомобіля (особливо при компенсації зміни відстані між катком і провідним колесом вживанням бортової передачі, що коливається).

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Будова та принцип роботи підйомника

Підйомник (рис.3.1) складається із стійок , що мають індивідуальні приводи. Управління підйомником здійснюється від кнопкової станції , змонтованою на апаратній шафі .

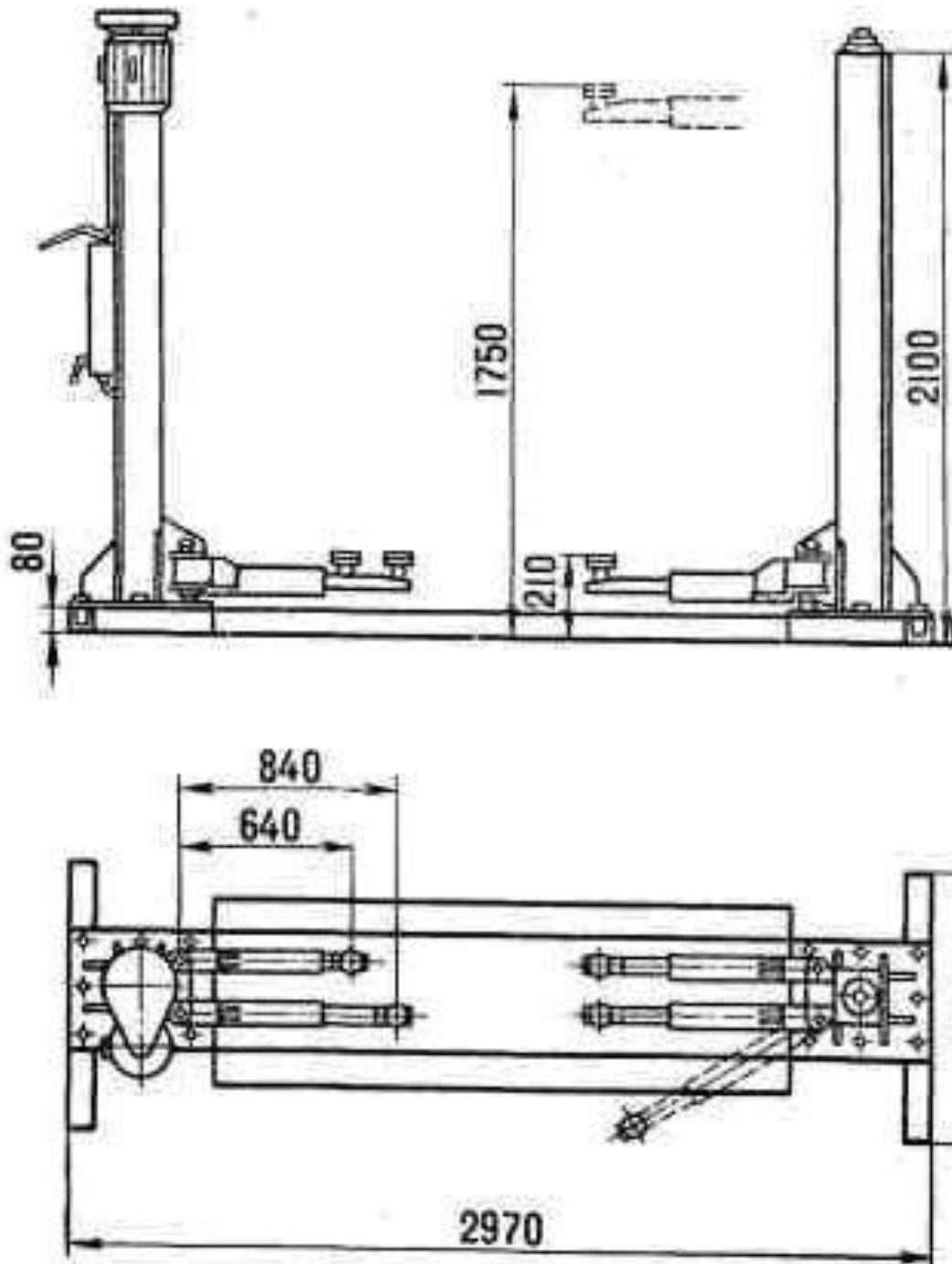


Рис. 3.1 Підйомник електро-механічний, Q=4т.

При зносі вантажної гайки зазор між гайкою зменшується. При цьому скоба повертається на величину, залежну від ступеня зносу. При опусканні вниз вона натискає на аварійний вимикач і електрична схема відключається від джерела електроенергії. Наступний підйом можна здійснити тільки після заміни вантажної гайки.

3.2 Розрахунок електромеханічного підйомника

Початкові дані: Вага автомобіля – 20400 Н. Ділильний кут підйому черв'яка - $\gamma = 9^\circ 37' 55''$. Коефіцієнт тертя черв'яка - $f = 0,11$. Кут тертя черв'яка $\rho = 6^\circ 17'$. Зовнішній діаметр різьблення $d = 80$ мм. Крок різьблення $S = 4$ мм. Швидкість підйому $v = 0,18$ мм. Найбільша вільна довжина гвинта $l = 1,3$ мм.

Порядок розрахунку.

З умови зносостійкості знаходимо осьову силу, P , Н, за формулою:

$$P = [p] p d 2 h z 10^6$$

Приймаємо:

$$[p] = 8 \dots 12 \text{ МПа};$$

$$h = 0,5 \cdot S,$$

Приймаємо:

$$h = 0,5 \cdot 4 = 2 \text{ мм};$$

10^6 – перевід Па в МПа;

$$z = \frac{H}{S},$$

Внутрішній діаметр різьблення, d_1 , мм, визначуваний по формулі

$$d_1 = d / (1,2 \dots 1,25);$$

$$d_1 = 80 / 1,25 = 64 \text{ мм}.$$

Середній діаметр різьблення, d_2 , мм, визначуваний за формулою:

$$d_2 = d_1(1,1 \dots 1,125);$$

$$d_2 = 64 \times 1,109 = 71 \text{ мм.}$$

Оскільки

$$\frac{H}{d_2} = \psi_M,$$

$$(\psi_M = 1,2 \div 2,5),$$

то

$$H = d_2 \psi_M;$$

$$H = 71 \cdot 1,4 = 100 \text{ мм.}$$

$$z = 100 / 4 = 25.$$

Хід різьблення, S_1 , м:

$$S_1 = z_3 \cdot S,$$

$$P = 12 \times 3,14 \times 0,071 \times 0,002 \times 25 \times 10^6 = 133764 \text{ Н.}$$

Враховуючи, що гвинт одночасно працює на розтягування (стиснення) і кручення, його розраховують на міцність за умовою:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{P}{F_1 \cdot 10^6}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{10^6 \cdot W}\right)^2} = [\sigma],$$

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4},$$

$$F_1 = \left[3,14 (0,064)^2 / 4 \right] = 3,2 \cdot 10^3 \text{ м}^2.$$

$$M_{кр} = \frac{Td_2}{2},$$

$$T = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho'),$$

для самогальмівних гвинтів $\alpha < \rho'$, $\alpha \leq 4^\circ 30'$);

$$\operatorname{tg}\rho' = \frac{f}{\cos \beta},$$

$f = \operatorname{tg}\rho = 0,08 \div 0,1$ при терті стали об бронзу;

для прямокутного різьблення $\beta = 0$;

$$T = 133764 \operatorname{tg} (4^\circ 30' + 6^\circ 17') = 24786 \text{ Н.}$$

$$M_k = \left[24784 (0,071)^2 / 2 \right] = 64,5 \text{ Н м}^2.$$

$$W = 0,1 d_1^3,$$

$$W = 0,1 (0,064)^3 = 26,2 \cdot 10^6 \text{ м}^3.$$

Гвинти, які працюють на стиснення, перевіряють на стійкість.

Якщо $\mu l > (8 \div 10) d_1$,

Приймаємо:

$\mu = 0,6 \div 0,71$, тоді умова стійкості

$$n_y = \frac{P_{кр}}{P} \geq [n_y],$$

$[n_y] 53 \text{ 4};$

Умова стійкості дотримується (оскільки $0,923 > 0,002$)

Сила $P_{кр}$ визначається по формулі Ейлера, якщо жорсткість гвинта $\lambda \geq 100$:

$$P_{кр} = 10^6 \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2},$$

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Якщо $\lambda \leq 100$,

$$P_{кр} = 10^5 \frac{d_I^2}{4} (4640 - 32,6 \lambda);$$

$$\lambda = \frac{\mu l}{i},$$

тут i – радіус інерції

$$i = \sqrt{\frac{I}{F_I}},$$

Момент інерції перетину гвинта, I , м⁴, визначають по формулі

$$I = 0,01 \left(2 \div 3 \frac{d}{d_I} \right) d^4,$$

$$I = 0,01 (2 \cdot 0,080 / 0,064) (0,080)^4 = 1,02410^{-6} \text{ м}^4.$$

$$i = \sqrt{\frac{1,024 \cdot 10^{-6}}{3,2 \cdot 10^{-5}}} = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

$$\lambda = (0,71 \div 1,3) / 1,7 \cdot 10^{-5} = 0,510^5.$$

Оскільки $\lambda > 100$, то

$$P_{kp} = \left[106(3,14)^2 \cdot 2,1 \cdot 105 \cdot 1,024 \cdot 10^{-6} \right] / (0,71 \cdot 1,3)^2 = 2488714 \text{ H.}$$

$$n_y = 2488714 / 133764 = 18,6 > [n] = 3,4$$

Частота обертання черв'ячного колеса, хв^{-1}

$$n = \frac{60 \cdot \nu}{S_1},$$

$$n = 60 \times 0,18 / 0,0144 = 750 \text{ хв}^{-1}.$$

Потужність двигуна, N , кВт, визначають за формулою:

$$N = \frac{P\nu}{1000 \cdot \eta_u \cdot \eta_z},$$

$$\eta_u = \eta' \eta_n \eta_p,$$

$$\eta' = \eta'_{12} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')},$$

При розрахунку черв'ячних передач з опорами кочення слід приймати ($\eta_n=1$; $\eta_p=1$).

$$\eta' = \text{tg} 9 \text{ } 37 \text{ } 55 / \text{tg} (9 \text{ } 37 \text{ } 55 + 6 \text{ } 17) = 0,58.$$

К.К.Д гвинтової передачі, η' , визначаємо по формулі

$$\eta_z = \frac{A_k}{A_p},$$

Корисна робота підйому вантажу, A_k , визначається по формулі

$$A_k = QS,$$

$$A_k = 20000 \cdot 25 = 510^5 \text{ Н м.}$$

Робота за один оборот гвинта і необхідна для підйому вантажу і подолання сил тертя в різьбленні A_p визначається

$$A_p = Q\pi d_2 \text{tg}(\beta + \rho),$$

$$AP = 20000 \cdot 3.14 \cdot 0,071 \text{tg}(0 + 6.17) = 482 \text{ Н м};$$

$$N = (133764 + 0,18) / (1000 \cdot 0,88 \cdot 0,82) = 2,19 \text{ Н м.}$$

Приймаємо потужність рівну 2,2 кВт, що відповідає технічній характеристиці електромеханічного підйомника.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Розрахункова оцінка стійкості гусениць на провідних колесах

Однією з проблем сучасного модернізованого автомобільобудування є забезпечення стійкості (виключення скидання). Гусениць в обводах, що володіють підвищеною пружною податливістю в результаті вживання гусениць з РМШ і підвіскою з малою жорсткістю.

При підвищеній податливості порушується кінематична безперервність зачеплення: гусениці проскакують по зубах провідного колеса в гальмівному режимі (головним чином, на відстаючому борту при повороті модернізованого автомобіля на базі УАЗ), для запобігання чого зазвичай збільшують попереднє натягнення гусениць, яке на сучасних модернізованого автомобіля на базі УАЗ складає $(0,07,0,12) G_T$ що в 3-4 рази вище, ніж на модернізованого автомобіля на базі УАЗ і інших ВМГ, що мають гусениць з відкритим металевим шарніром і жорсткіші підвіски. Оскільки за статичними даними сила тяги складає в середньому $0,055G_T$, то очевидно, що істотний вплив на довговічність рушія і рухливість модернізованого автомобіля на базі УАЗ надає зусилля попереднього натягнення гусениць. Тому нові конструктивні вирішення запобігання скиданню гусениць без збільшення зусилля їх попереднього натягнення і методи розрахунку стійкості гусениці в обводі на стадії дослідно-конструкторської роботи.

Відомо, що проскакування гусениці по зубах провідного колеса відбувається в результаті набігання цівки на їх вершини при скованому вході в зачеплення в гальмівному режимі. На зачеплення в гальмівному режимі діють робоче (гальмівне) зусилля з боку збігаючої ділянки гусениці; відносна напруженості зачеплення, низька із-за ослаблення натягнення ділянки гусениці, що набігає на провідне колесо; при цьому цівки зміщуються до тильної сторони зубів, зменшується або повністю зникає зазор між ними і голівками зубів і відбувається набігання цівки на тильну сторону у вершин зубів. Оскільки розтягуюче зусилля на набігаючій ділянці гусениці виявляється недостатнім для переміщення цівки до підстав зубів до повного входу в зачеплення, цівки

затримуються на тильній стороні зубів. Виникає і збільшується різниця кроків гусені і зубів провідного колеса (центри РМШ розташовуються вище за ділильне коло) до повного упору однієї з цівок в голівку зуба. Потім відбувається проскакування - перекидання зайвої ланки, що опинилася на провідному колесі, на збігаючу ділянку гусениці.

Таким чином, ковзання набігаючих цівок до підстав зубів є умовою нормального входу їх в зачеплення, тобто умовою стійкості гусениці на провідному колесі.

Направлення переміщення цівок щодо зубів визначається критерієм кінематичного режиму зачеплення, що є функцією геометричних параметрів зачеплення і коефіцієнта тертя в точках контакту, і відносною навантаження зачеплення зовнішніми силами.

Гусеничне зачеплення є механічною системою, замкнутою зусиллями $T_{св}$ і T_p , що розтягують гусеницю. Між гусеницею і провідним колесом існують неутримуючі зв'язки, але в замкнутому обводі при відхиленні якої-небудь ланки в зачепленні від положення рівноваги виникають стабілізуючі сили, сприяючі відновленню рівноваги. Отже, існує тісний взаємозв'язок кінематики і навантаженого зачеплення в гусеничному обводі. Цей взаємозв'язок виразно виявляється при набіганні цівок на вершини зубів, яке супроводиться різким підвищенням натягнення за рахунок перерозподілу довжини ділянок гусениці, складових обвід. Збільшення довжини гусениці від заднього опорного катка до ланки (рис. 4.1), що виходить із зачеплення, на величину $S_{в.к}$ може розглядатися як додаткова деформація гусеничного обводу, що викликає зростання статичного натягнення гусениці на величину

$$T_{ст(в.к)} = C_{обс} \times S_{в.к},$$

що приводить до збільшення τ .

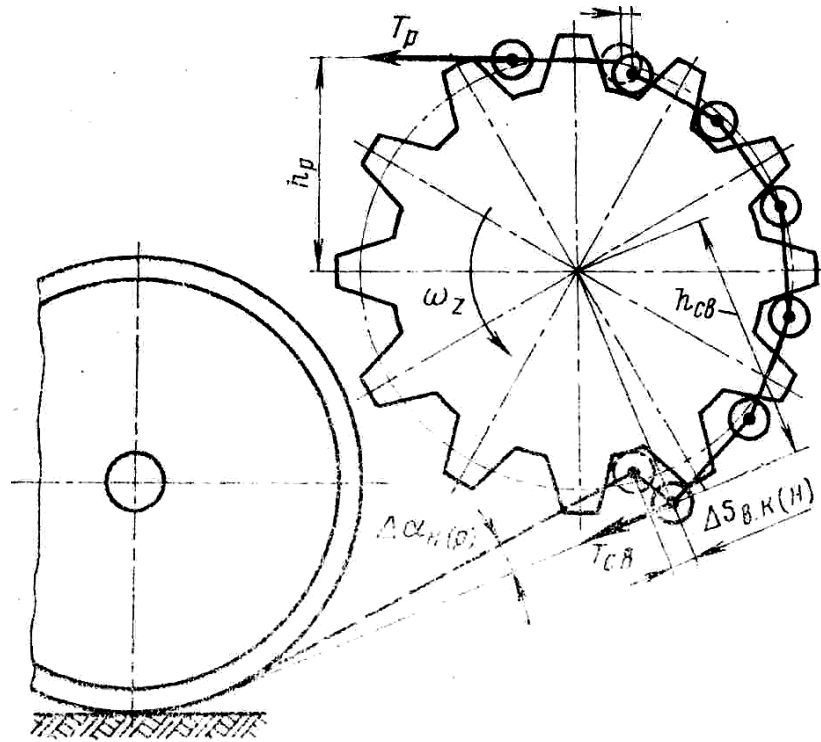


Рис. 4.1. Схема розташування ланок на провідному колесі при набіганні цівок на вершини зубів

Існує деяке граничне положення цівок на провідному колесі, що допускається геометрією зачеплення, при якому можливе їх прослизання від вершин до підстав зубів. Додаткове натягнення $T_{ст.в.к}$, відповідне зміні положення ланок від початкового до граничного, можна розглядувати як запас стійкості гусениці по натягненню, що забезпечує деяку пристосовність зачеплення до зміни його навантаженого.

Питомий запас стійкості розраховується по формулі

$$\tau_{ст.в.к} = T_{ст.в.к} / G_T$$

І для основних автомобілів складає 0,04 - 0,05. Оскільки питоме попереднє натягнення T_0 / G_T складає 0,07-0,1, величину запасу $\tau_{ст.в.к}$ необхідно враховувати при розрахунку стійкості гусені.

Запас стійкості залежить як від пружних властивостей гусеничного обводу, так і від параметрів зачеплення, про деформація $\Delta S_{в.к}$ в граничному положенні гусениці визначається сумарною висотою зубів провідного колеса і цівок гусениці.

При зміні положення ланок на провідному колесі величина K_{zt} також змінюється.

Граничне положення ланок на провідному колесі визначається наступними ознаками:

точка контакту вхідної в зачеплення ланки на робочій ділянці тильного профілю зуба максимально віддалена від осі провідного колеса;

вісь зуба, що взаємодіє з ланкою, перпендикулярна напрямленню набігаючої ділянки гусениці при початковому положенні ланок на провідному колесі.

Положення решти ланок гусениці визначається графічною побудовою. Деяка скрута для побудови представляє гусениця з РМШ послідовного типу при штовхаючому способі зачеплення і неконцентричної осі пальця цевке, оскільки в цьому випадку положення кожної ланки залежить від положення суміжних ланок. Побудова в цьому випадку проводиться методом послідовних наближень. Деформація обводу при положенні ланок, розраховується по формулі

$$S_{в.к(p)} = S_{в.к(n)} + S_{в.к(c)}$$

4.2 Чинники, що впливають на стійкість гусениць на привідних колесах

Спільні тенденції розвитку ВГМ вимагають пошуку нових методів підвищення стійкості гусениць в обводах з підвищеною пружною податливістю при одночасному зниженні статичного натягнення гусені і втрат потужності в них.

Класифікація чинників, що впливають на стійкість гусениць, з аналізу якого можна зробити вивід про те, що підвищення стійкості можна добитися двома способами: запобіганням або зниженням вірогідності порушень нормальною роботи гусеничного зачеплення (проскакувань гусениці по зубах провідного колеса) і осьовою фіксацією гусениці на провідному колесі.

Запобігти проскакуванню гусениць по зубах провідного колеса можна, зменшуючи критерій кінематичного режиму зачеплення і підвищуючи статичну

навантаження зачеплення при гальмуванні а також за допомогою радіальної фіксації гусениці на провідному колесі.

Понизити критерій можна, зменшивши середній кут загострення тильного профілю зубів, збільшивши число зубів або забезпечивши позитивну різницю кроків гусені і зубів провідного колеса. Проте в сучасних ВГМ ці параметри, як правило, не можуть бути істотно змінені. Відомі випадки вживання зубів несиметричного профілю з метою зменшення кута і забезпечення різниці кроків в гальмівному режимі і в тяговому (так звані двокрокові зірочки), але таке зачеплення не отримало поширення із-за зменшення довговічності перевероту вінців для використання тильної сторони зубів, що малозношувалася.

Підвищення відносною навантаженого зачеплення в гальмівному режимі, як впливає із залежності, може бути досягнуто при збільшенні складових статичного натягнення гусениці. Зазвичай цього добиваються, збільшуючи попереднє натягнення.

Найбільш ефективним методом підвищення стійкості гусениці на провідному колесі є зміна параметрів обводу в процесі руху, тобто автоматичне управління натягненням гусениць. Широко використовується також підвищення додаткового натягнення, що визначає запас стійкості гусениці на провідному колесі. У зв'язку з тим, що це натягнення існує короткочасно (лише у момент набігання цівок на тильну сторону зубів), воно не створює помітного перевантаження рушія.

Додаткове натягнення визначається приведеною жорсткістю гусеничного обводу і його граничної деформації. Жорсткість обводу може бути підвищена за рахунок збільшення жорсткості гусені або жорсткості підвіски, а деформація обводу підвищується із збільшенням приведеної висоти зубів і цівок. Можливості збільшення висоти зубів і цівок вельми обмежені. Існує спосіб штучного підвищення робочої висоти зубів за допомогою так званих бічних обмежувачів (модернізованого автомобіля на базі УАЗ), але ефективність цього технічного рішення недостатньо велика, а збільшення зовнішнього діаметру провідного колеса і навантаженого зубів часто приводить до їх поломки.

Зниження статичного натягнення при зростанні сили тяги або швидкості руху визначається значеннями коефіцієнта розвантаження K_b і K_v . При менших значеннях цих коефіцієнтів статичне натягнення гусениці стабільніше.

При збільшенні жорсткості гусениці підвищується її стійкість. Так, підвищення жорсткості ланок гусениці основного модернізованого автомобіля на базі УАЗ в 2 рази збільшує відносну навантажуваність зачеплення в середніх дорожніх умовах в 1,5 разу. Вплив жорсткості підвіски неоднозначний і не настільки істотно, оскільки від цієї величини відношення $C_p / C_{об}$ майже не залежить, а коефіцієнт K_v змінюється трохи.

За розрахунковими даними, для основного модернізованого автомобіля на базі УАЗ практично у всьому діапазоні реально можливих значень сили тяги підвищення жорсткості підвіски сприяє деякому підвищенню τ виразно виявляється при диференціюванні першого рівняння по C_o . При $h_{св} / h_p = 1$ і $T_v = 0$.

$$\frac{\partial T_{св}}{\partial C_{п}} = \frac{C_{г} \left[C_{г} \Delta S_{в.к(p)} - (v_{г} - 0,5) P_{т} \right]}{(C_{г} + C_{п})^2}.$$

Як впливає з цього виразу, при $P_m > \frac{C_{г} \Delta S_{в.к(p)}}{v_{г} - 0,5}$ похідна стає негативною.

Отже, підвищення жорсткості підвіски приведе до зниження навантаження провідного колеса зусиллями, що розтягують гусеницю.

За розрахунковими даними, для основного модернізованого автомобіля на базі УАЗ практично у всьому діапазоні реально можливих значень сили тяги підвищення жорсткості підвіски сприяє деякому підвищенню τ і відповідно поліпшенню процесу зачеплення при гальмуванні. При середніх значеннях сили тяги, тобто при $P_t (0,1 \dots 0,15) G_t$, підвищення жорсткості підвіски в 2 рази сприяє збільшенню приблизно в 1,2 разу.

Область позитивних значень похідної визначається добутком $C_{г} \Delta S_{в.к(p)}$ в чисельнику. Ця область тим ширше, чим вище жорсткість гусениці.

Помітна стабілізація статичного натягнення в гальмівному режимі досягається за допомогою підтримуючих катків, що зменшують провисання

ділянок верхньої гілки гусениці, що аналогічно підвищенню її жорсткості і приводить до зменшення коефіцієнта розвантаження K_{CB} .

На деяких зарубіжних ВГМ стабілізація статичного натягнення гусениць здійснюється за допомогою компенсуючих пристроїв, що забезпечують кінематичний зв'язок направляючого або провідного колеса з балансиrom крайнього опорного катка або за допомогою додаткового підресореного катка.

Установка ленікса рівносильна введенню в розрахункову схему обводу додаткової податливості у вільну (при гальмуванні) гілку гусениці. При цьому унаслідок зменшення значень коефіцієнтів розвантаження K_{CB} і K_v навантаження зачеплення T зростає, проте одночасно знижується жорсткість; гусеничного обводу $C_{обв}$, що приводить до зменшення запасу стійкості $\Delta T_{ст.в.к}$ і свідчить про низьку ефективність ленікса.

Проскакуванню гусениці по зубах провідного колеса передує затримка однієї з вхідних в зачеплення ланок на вершині зуба. Можна запобігти проскакуванню примусовим обмеженням радіального зсуву ланок від їх нормального положення (по дузі початкового кола).

Радіальна фіксація ланок на провідному колесі може бути здійснена за допомогою підресореного кулака-обмежувача (рис. 4.2). Пружний зв'язок кулака з корпусом модернізованого автомобіля на базі УАЗ забезпечує його переміщення в разі розпору гусениці ґрунтом або при попаданні в зачеплення сторонніх предметів.

Кулак-обмежувач встановлюється в місці максимального наближення до зони набігання ланок на провідне колесо: це дугова ділянка гусениці вгору від горизонтальної осі провідного колеса на $30-40^\circ$. Вживання кулака дозволяє практично повністю виключити проскакування гусениць і значно понизити попереднє натягнення; в даний час цей спосіб перевіряється в умовах тривалої експлуатації.

Найбільш ефективним способом осьової фіксації гусениці на провідному колесі є установка обмежувального диска. Скидання гусениць відбувається тому, що при набіганні цевок на вершини зубів зовнішні торці ланок гусениці виходять за межі поверхні торця зубів провідного колеса, при цьому погіршується осьовий зв'язок гусениці з провідним колесом і відбувається її

зсув від борту машини при повороті. Обмежувальний диск збільшує ступінь взаємного перекриття поверхонь торців гусені і провідного колеса, що практично виключає скидання гусениці.

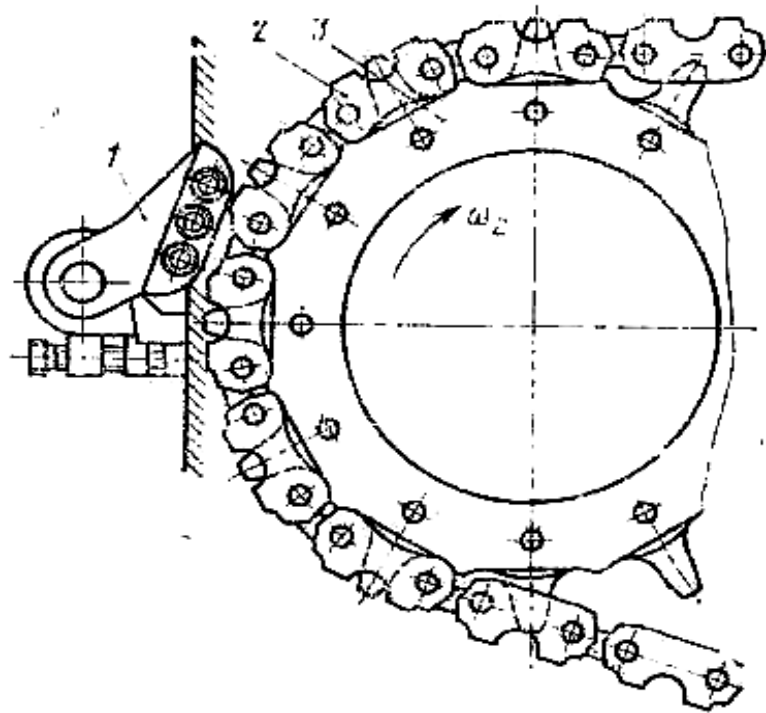


Рис. 4.2. Схема радіальної фіксації ланок на ведучому колесі:

1 - кулак-обмежувач; 2 - гусениця; 3 - провідне колесо.

Висока ефективність вживання обмежувального диска підтверджується експлуатацією модернізованого автомобіля на базі УАЗ. Цей спосіб осьової фіксації диска дозволяє також понизити зусилля попереднього натягнення гусениць і підвищити довговічність гусеничного рушія; недоліком його є складність очищення маточини провідного колеса від ґрунту.

Якщо машині властивий значний перекид опорної гілки гусениці (вузькі опорні катки, низька жорсткість гусениці, недостатньо високі гребені), то на обмежувальному диску передбачається західний конус для уловлювання і направлення гребенів, що набігають на провідне колесо ланок.

Існує метод осьової фіксації гусениці за допомогою установки дворядних підтримуючих катків або однорядних із зовнішнього боку по відношенню до гребенів гусениці.

При осьовій фіксації проскакування гусениць не усувається, але він не приводить до їх скидання. Вживання обмежувальних дисків не завжди досить

ефективно, легкої категорії по масі, зважаючи на малу жорсткість їх гусеничних обводів і малого радіального перекриття гребенів диском.

Проблему підвищення стійкості гусениць на провідному колесі не можна вважати за вирішену. Ще не знайдені ефективні способи запобігання розпору гусениць на рихлих ґрунтах, сприяючому їх скиданню. Методи обліку стійкості гусениць в обводі, що полегшують вибір відповідних параметрів гусеничного рушія, потребують подальшого розвитку.

4.3 Автоматичне управління натягненням гусениць

Для забезпечення нормального зачеплення і запобігання скиданню гусениць на відстаючому борту при повороті ВГМ має бути забезпечене досить високе натягнення їх, а на забігаючому борту при прямолінійному русі натягнення може бути значно менше.

Зниження навантаженого гусеничного обводу статичними складовими розтягуючих зусиль є значним резервом підвищення довговічності гусеничного рушія і рухливості машини.

Автоматичне управління натягненням гусениць дозволяє змінювати його залежно від режимів і умов руху.

Оскільки натягнення гусениці залежить від сили тяги, доцільна його зміна залежно від зовнішнього опору повороту модернізованого автомобіля на базі УАЗ, що дуже складно у зв'язку з необхідністю отримання сигналу, що управляє, пропорційного силам опору повороту.

Найбільш простим способом управління натягненням гусениці є вживання двохступінчастого механізму, розрахованого на підвищене натягнення відстаючої гусениці в екстремальних умовах; при цьому на забігаючому борту (на обох бортах при прямолінійному русі машини) зберігається, відносно низьке попереднє натягнення гусениць. Такий метод дозволяє понизити середнє статичне натягнення гусениць і підвищити за рахунок цього довговічність елементів зачеплення в 1,1-1,4 разу, що зношуються, довговічність РМШ гусениць в 1,4-2 рази, а також помітно збільшити вантажопідйомність опорних катків.

Автоматичне управління натягненням гусениць дозволяє понизити трудомісткість обслуговування ходової частки за рахунок механізації операції установки і контролю попереднього натягнення гусениць.

Для зміни зусиль натягнення гусениць в процесі руху механізм автоматичного натягнення повинен розвивати на осі направляючого колеса відстаючого борту машини силу, здатну здолати навантаження, що виникають в гусениці.

За експериментальними даними, отриманими на машині середньої категорії по масі, максимальне зусилля Q_{\max} , що діє на вісь направляючого колеса у момент входу машини в поворот, досягає $(0,54... 0,84) G_T$ за проміжок часу $t_q = 0,53... 0,77$ з від початку переміщення важеля управління поворотом. Щоб виключити скидання гусениць на початковій стадії повороту, механізм автоматичного натягнення повинен забезпечити переміщення направляючого колеса за той же час, тобто він повинен мати високу швидкодію.

У спільному випадку навантаження Q_{\max} складається з двох складових навантаження $Q_{\max(n)}$, що створюється постійними складовими розтягуючих зусиль в гусениці, і динамічних дій на гусеницю, що виникають в результаті зміни швидкості і напрямлення руху машини при вході в поворот.

Постійна складова

$$Q_{\max(n)} \geq 2T_p = 2 \left[T_B + C_{\text{обв}} \times S_{\text{в.к(р)}} - K_v T_v + (1 - K_{CB}) P_T \right],$$

З формули видно, що механізм натягнення повинен розвивати на осі направляючого колеса зусилля $Q_{\text{МАН}}$, що значно перевищує навантаження від натягнення T_B , тобто

$$Q_{\text{МАН}} \geq Q_{\max} > 2T_B.$$

Розрахунок показує, що для швидкодії доцільно використовувати акумулятор енергії, наприклад, гідрогазо-акумулятор, який можна при обмеженій потужності приводу зарядити в проміжках між поворотами машини.

Початковими параметрами для розробки механізм автоматичного натягнення є:

максимальне зусилля $Q_{\text{МАН}}$, яке потрібно забезпечити на осі направляючого колеса відстаючого борту при повороті машини;

зусилля T_0 попереднього натягнення гусениць;

зусилля T_B підвищеного натягнення гусениць;

повний хід направляючого колеса $S_{\text{н.к}}$;

додатковий хід направляючого колеса $S_{\text{н.к}}$, необхідний для підвищення натягнення від T_0 до T_B ;

радіус кривошипа механізму автоматичного натягнення.

Значення $Q_{\text{МАН}}$ набуває з урахуванням того, що $Q_{\text{МАН}} > Q_{\text{max}}$

За відсутності експериментальних даних замість цього можна використовувати статичну складову зусилля в гусениці, розраховану по формулі

$$Q_{\text{МАН}} \geq 2T_p K_n = 2[T_e + C_{\text{обв}} S_{e,k(p)} + (1 - K_{cs}) P_T] K_{\Pi}.$$

K_{Π} - 1,2... 1,3.

Повний хід направляючого колеса (у проекції на бісектрису кута обхвату колеса гусеницею).

$$S_{\text{н.к}} = S_0 + S_e + t_r / 2,$$

Хід S_0 може бути вибраний за допомогою діаграми розтягування гусеничного обводу з врахуванням провисання гусениці. При цьому характеристики гілок обводу обмежуються знизу зусиллям T_{min} , яке може бути створене при з'єднанні гусениці за допомогою штатних стягувань (приблизно 0,3 ваги гусениці).

Необхідне для створення натягнення T_B додаткове переміщення направляючого колеса.

$$S_e (T_e - T_0) / C_{\text{обв}}.$$

Слід зазначити, що при вживанні двохступінчатого механізму автоматичного натягнення з постійним підвищеним натягненням хід направляючого колеса має бути обмежений величиною ΔS ; інакше при зовнішньому навантаженні $Q < Q_{\text{МАН}}$ можлива перевантаження відстаючої гусениці зусиллям, приблизно рівним $(Q_{\text{МАН}} - Q) / 2$

Радіус кривошипа вибирається мінімально можливим з умови забезпечення повного ходу направляючого колеса з врахуванням допустимої погрішності значення натягнення, відповідного зміні положення кривошипа.

Принципова схема механізму автоматичного натягнення. Силова частка експериментального зразка двохступінчатого механізму автоматичного натягнення з постійним рівнем підвищеного натягнення (Рис. 4.3.) включає два силові циліндри, сполучених з кривошипами, і два трьохпорожнинні дозатори - гідроциліндри з диференціальним плаваючим поршнем, які виконують наступні функції:

забезпечують додатковий хід штока силових циліндрів і його повернення в початкове положення за допомогою подачі і повернення певної порції рідини;

служать акумуляторами тиску;

розділяють рідку і газову середу системи; погоджують тиск газу в пневмосистемі з тиском рідини в силовому циліндрі при створенні підвищеного натягнення.

Гідросистема механізму автоматичного натягнення включає гідронасос з приводом від електродвигуна, бак, фільтр, золотникову коробку, реле низького і високого тиску. У золотниковій коробці розміщено чотири золотники з електромагнітним управлінням, два гідрозамка, запобіжний і зворотний клапани.

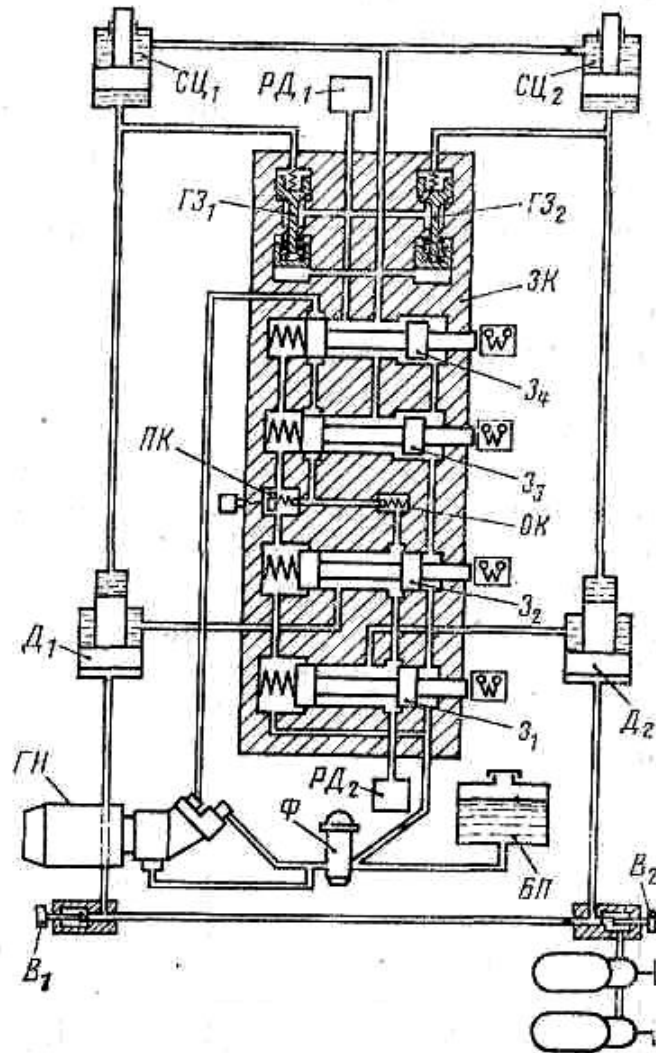


Рис. 4.3. Принципова схема механізму автоматичного натягнення:

Сц1, Сц2 - силові циліндри; Рд1, Рд2 - реле тиску; Гз1, Гз - гідрозамки; ЗК - золотникова коробка; З1 - З1 - золотники; ПК, ОК - запобіжний і зворотний клапани; Д1, Д2 - дозатори; Гн - гідронасос; БП - п бак; Ф - фільтр; В1 В2 - вентилі

Реле РД₁ відключає насос при підвищенні тиску до рівня, відповідного попередньому натягненню гусениць. Реле РД₂ підтримує постійний тиск в середній порожнині дозаторів. У початковому достатку контакти обох реле замкнуті. При включенні насоса через золотники З і З₂ подається рідина в середні порожнини дозаторів; при цьому плаваючі поршні їх переміщуються до упору в днищі газової порожнини. При підвищенні тиску до розрахункового значення реле РД₂ розмикає силовий ланцюг.

Для створення попереднього натягнення гусениць робочі порожнини обох силових циліндрів за допомогою золотника З₄ сполучаються з напірною

магістраллю. При підвищенні тиску в ній до відповідного рівня реле низького тиску РД₁ вимикає електродвигун, рідина в силових циліндрах закривається гідрозамками.

Для зниження натягнення гусениць включається електродвигун, порожнини гідрозамків за допомогою золотника З₃ повідомляються

з напірною магістраллю, гідрозамки відкриваються і сполучають робочі порожнини силових циліндрів із зливом, а штокові - з нагнітаючою магістраллю.

При необхідності попереднє натягнення гусениць в процесі руху можна підтримувати постійним (режим постійного натягнення).

У автоматичному режимі забезпечується підвищення натягнення відстаючої гусениці при вході машини в поворот. При переміщенні водієм одного з важелів управління поворотом на деякий кут один із золотників (З₁ при повороті машини управо, З₂ - при повороті вліво) сполучає середню порожнину відповідного дозатора із зливом. Поршень дозатора під тиском газу переміщається в інше крайнє положення - до упору в днищі малого циліндра, витісняючи рідину з середньої порожнини на злив, а з порожнини малого циліндра - в робочу порожнину силового циліндра, що забезпечує додаткове натягнення гусениці на відстаючому борту.

При виході з повороту (після установки важеля в початкове положення) роз'єднується ланцюг живлення електромагніту золотника. При цьому середня порожнина дозатора сполучається з напірною магістраллю. Унаслідок падіння тиску в середніх порожнинах обох дозаторів (їх порожнини повідомлені через золотники З₁ і З₂) відбувається включення електродвигуна за допомогою реле РД₂ і під тиском рідині поршні обох дозаторів повертаються в початкове положення.

Випробування експериментальних зразків механізму автоматичного натягнення підтвердили можливість забезпечення стійкості гусениць на провідному колесі за допомогою регулювання їх натягнення в процесі руху модернізованого автомобіля на базі УАЗ. На рис. 4.4. показана експериментальна залежність числа проскакувань гусениці на провідному колесі в одиницю часу $K_{пр}$ від натягнення гусениці на відстаючому борту при

тривалому повороті (русі по колу) модернізованого автомобіля на базі УАЗ середньої категорії по масі. Експериментальні крапки апроксимовані методом найменших квадратів. З малюнка видно, що при підвищенні натягнення відстаючої гусениці з допомогою механізму автоматичного натягнення до $(0,19... 0,22) G_T$, тобто до 70-80 кН, проскакувань гусениці по провідному колесу практично не було. Розкид значень параметра $K_{пр}$ незначна залежність його від натягнення на вологому піщаному ґрунті зв'язані, очевидно, з впливом розпору гусениці, який на даному ґрунті носить нестабільний характер.

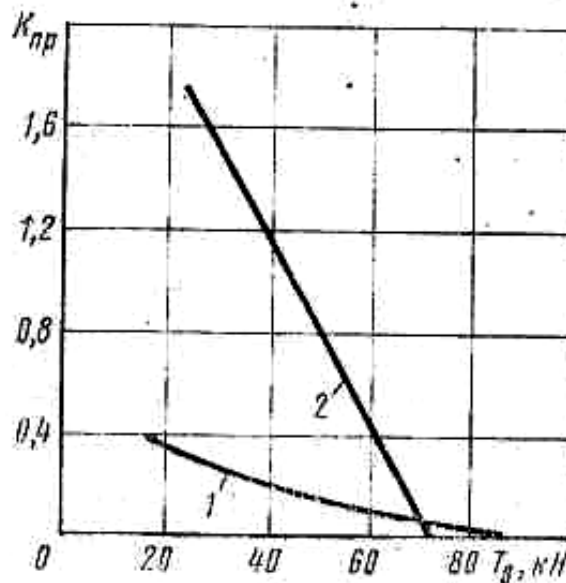


Рис. 4.4. Експериментальна залежність числа проскачування гусениці на провідному колесі в одиницю часу від натягнення гусениці при русі по піщаному (1) і дернистому (2) ґрунтах

При випробуваннях ходового макету з експериментальним зразком механізму автоматичного натягнення на кільцевій трасі (по путівцю) зареєстровано зниження витрати палива на 7-14 % у автоматичному режимі роботи механізму автоматичного натягнення в порівнянні з режимом постійного (нерегульованого) натягнення, що є наслідком зниження напруженості рушія силами натягнення гусениці.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Заходи по створенню безпечних умов праці

Безпека розроблених технологічних процесів відновлення поршневих пальців ДВЗ, виробничого обладнання, стендів і пристосувань досягаються відповідністю їх вимогам ряду нормативних актів: ГОСТ 12.3.003, ГОСТ 12.3.025; ГОСТ 12.3.028; ДНАОП 0.00-1.20-98; ДНАОП 0.00-1.21-98; ГОСТ 12.2.003-91.

Аналіз технологічного процесу ремонту двигунів показав необхідність дотримання наступних основних заходів, направлених на забезпечення безпечних умов праці, перелік яких приведений нижче.

Так як технологічний процес відновлення поршневих пальців складається з багатьох операцій, і конкретних заходів з безпеки для цього процесу немає, тому ці заходи розробляються для окремих операцій, які є складовими технологічного процесу.

З метою попередження поразки електричним струмом на ділянці проведені наступні заходи:

- все устаткування ділянки оснащене і має заземлення (контур). Загальний опір струму, що розтікається, не перевищує 4 Ом;
- рубильники обладнані захисними кожухами;
- плавкі запобіжники встановленні в захисних шафах;
- неізольовані струмоведучі частини електропроводу огороженні. Відстань між струмоведучими частинами й огороженням не менше 0,6 м;
- виконується перевірка заземлення і занулення електроустановок згідно ССБТ ГОСТ 12.2.007-1-75 і ГОСТ 12.1.030-81;
- забезпечено неможливість випадкового дотику до струмоведучих частин, що захищені завдяки ізоляції і розташовані в недоступних місцях із застосуванням запобіжних і загороджувальних пристроїв.

Технологічні процеси механічної і абразивної обробки поршневих пальців здійснюється відповідно вимогам ГОСТ 12.3.025 і ГОСТ 12.3.028:

— при виконанні механічних операцій для захисту від стружки застосовують стружконаправляючі пристрої. Встановлювати і знімати палець необхідно після відводу інструменту і повної зупинки деталі відповідно до ГОСТ 12.2.009-80.

При шліфувальних операціях дотримуються наступні правила безпеки:

— перед установкою абразивного круга перевіряється його цілісність, відсутність тріщин за ГОСТ 12.3.028-82;

— перед установкою круга він балансується;

— працюючим на верстатах, у зв'язку з застосуванням охолодних рідин подаються мазі і пасти для захисту рук;

— установка і закріплення деталей виконується при повній їх зупинці та устаткуванні за правилами кріплення ДСТУ 28.07, ДСТУ 27.32;

— обертові частини устаткування для токарської обробки і шліфування обгороджені захисними екранами з органічного скла, що просвічуються відповідно до ГОСТ 12.4.029-76, при цьому максимально припустимі кути відкриття кожухів шліфувальних кругів передбачені відповідно до ГОСТ 12.3.028-82 ССБТ;

— робітники оснащені спецодягом за ГОСТ 12.4.029-76, спецвзуттям за ГОСТ 12.4.103-83 і спецокулярами за ГОСТ 12.4.001-80.

З метою недопущення нещасних випадків при транспортних роботах проводяться наступні заходи:

— технологічне устаткування розташоване відповідно до прийнятого технологічного процесу і не допускає більш 5% перетинання вантажопотоків;

— ширина проїзду на ділянці прийнята 3м і у відповідності зі СНиП 2.09.02-85;

— границі проїзду пофарбовані у світлий тон. Установлені безпечні зони роботи підйомно-транспортного устаткування.

Для транспортування, зберігання деталей, заготовок і відходів виробництва використовується тара, яка експлуатується у відповідності з ГОСТ 12.3.010 – 82.

Тара розрахована на необхідну вантажопід'ємність має написи про максимально допустиме навантаження. Періодично здійснюється контроль тари.

Навантаження і розвантаження вантажів здійснюється відповідно вимогам ГОСТ 12.3.009–76 і ДНАОП 0.00–1.03–02.

Організація й обладнання робочих місць по термічній обробці металів відповідають вимогам ПВЕ, ДНАОП 0.00-1.21-98, ДНАОП 0.00-1.20-98, ГОСТ 12.1.005-88, ГОСТ 12.1.007-76, ГОСТ 12.2.003-91.

З метою недопущення нещасних випадків при термічних роботах проводяться наступні заходи:

- до виконання термічних робіт допускаються особи, що пройшли спеціальне навчання, мають відповідне посвідчення на право проведення робіт.

- електротехнічний персонал, що обслуговує електротермічне устаткування, має групу з електробезпеки не нижче III, оператори-термісти — не нижче II.

- приміщення для термічного цеху ізольоване від інших приміщень і обладнане припливно-витяжною вентиляцією.

- поверхня стін приміщення термічного цеху пофарбована вогнетривкою фарбою.

- підлога термічного цеху вогнетривка, рівна, не слизька. Підлога в проїздах, проходах, на ділянках складування вантажів має тверде й міцне покриття.

- пуск в роботу нової печі і після капітального ремонту дозволяється тільки після ретельного просушування й провітрювання внутрішнього простору.

- електричні печі мають блокування для автоматичного зняття напруги з нагрівальних елементів при відкриванні дверей печі.

- на щитах пультах управління електропечами встановлені сигнальні лампи, що вказують про подачу напруги на нагрівальні елементи печі або про її зняття.

- усі струмоведучі частини електричних печей ізольовані або

огорожені захисними засобами. Захисні засоби та інші металеві неструмоведучі частини надійно заземлені.

— пульт управління установкою забезпечений необхідними для нормальної експлуатації приладами, штурвалами й кнопками. Написи біля приладів, штурвалів, кнопок тощо, які вказують на їх призначення, чіткі і відповідають позначенню на схемі.

— прилади для аварійного відключення (рубильники, кнопки, роз'єднувачі тощо) виділені червоними написами і покажчиками; доступ до них вільний.

— на пульті керування наявні сигнальні лампи, які вказують на наявність напруги на установці, і загальний вимикач, що знімає напругу з установки.

— водоохолодження здійснюється безперервно з моменту включення установки до повного охолодження деталей після відключення. Блокування водоохолодження з пристроєм, який виключає напругу на установку, обов'язкове.

— на установках із водоохолодженням передбачається сигналізація, яка попереджає про закінчення подачі води, і встановлені термометри для вимірювання температури води на виході.

— кожна електротермічна установка має експлуатаційний журнал. Контроль за правильним оформленням експлуатаційного журналу проводиться щоденно начальником цеху.

— експлуатація електротермічних установок при знятих захисних засобах, зовнішньому екрануванні й блокуванні не дозволяється.

— у приміщенні, де знаходиться електротермічна установка, або поблизу на видному місці вивішені:

— інструкції з охорони праці та інструкція з експлуатації установки;

— правила надання першої долікарської допомоги потерпілим при ураженні електричним струмом.

— для забезпечення видимого розриву в живильній мережі установки від цехової електромережі є рубильник, автоматичний вимикач або роз'єднувач,

розташовані поза установкою.

— вода для охолодження деталей установки, які нормально знаходяться під напругою (генераторні лампи, конденсатори, узгоджуючі трансформатори, індуктори тощо), повинна подаватися і відводитися через ізоляційні шланги.

— усі струмоведучі частини нагрівальних постів (робочі конденсатори, редуктори тощо) огорожені й розміщені таким чином, щоб виключити можливість випадкового доторкання до струмоведучих частин при нормальній експлуатації установки.

— розміри робочих місць біля електротермічних установок визначаються технологічними вимогами й розмірами виробів, що оброблюються.

— для зниження рівня електромагнітних полів на робочих місцях усі частини схеми установки, що несуть струм високої частоти, екрановані.

— експлуатація установок в разі відсутності експлуатаційної документації (паспорта з указанням конструктивних і експлуатаційних параметрів, електричних схем та інструкцій з обслуговування установки) не дозволяється.

— вимірювання напруженості електромагнітного поля високої частоти на робочих місцях проводиться в режимі максимальної потужності як при введенні установки в експлуатацію, а також згодом при будь-яких змінах екранування установки. Результати вимірювання заносяться в експлуатаційний журнал.

— роботи по налагодженню й регулюванню високочастотних установок проводяться спеціально навченим персоналом за окремою інструкцією, затвердженою керівництвом даного підприємства. Робота здійснюється не менше ніж двома працівниками, причому один із них має кваліфікаційну групу з електробезпеки не нижче III.

при автоматичному відключенні установки включення її знову може бути проведено тільки після виявлення й усунення причин відключення. Відомості про автоматичне відключення установки і вжиті заходи заносяться в експлуатаційний журнал.

5.2 Формування цивільної оборони на об'єкті

Цивільна оборона на об'єктах організовується з метою попередньої підготовки до захисту працівників і членів їх сімей в надзвичайних ситуаціях мирного і воєнного часу, здійснення заходів щодо підвищення стійкості роботи об'єкта та своєчасне створення умов для проведення рятувальних і інших невідкладних робіт.

На цивільну оборону об'єкта покладені такі основні обов'язки:

оповіщення працівників та членів їх сімей при загрозі виникнення стихійного лиха, катастроф чи воєнних дій;

забезпечення захисними спорудами працюючої зміни, підтримка в стані постійної готовності захисних споруд ЦО;

проведення заходів, щодо забезпечення стійкості роботи об'єкта в мирний та воєнний час;

створення, підготовка і підтримка в постійній готовності сил ЦО об'єкта.

Начальником ЦО об'єкта є його керівник (рис. 8.1). Він несе повну відповідальність за забезпечення захисту виробничого персоналу, а на небезпечних об'єктах і населення, яке проживає в небезпечній зоні об'єкта; постійну готовність органів управління, сил і засобів проведення рятувальних та інших невідкладних робіт. Начальник ЦО об'єкта підпорядковується відповідним посадовим особам відомства, у підпорядкуванні якого знаходиться об'єкт, а в оперативному відношенні – начальнику ЦО державного органу управління за місцем розташування об'єкта.

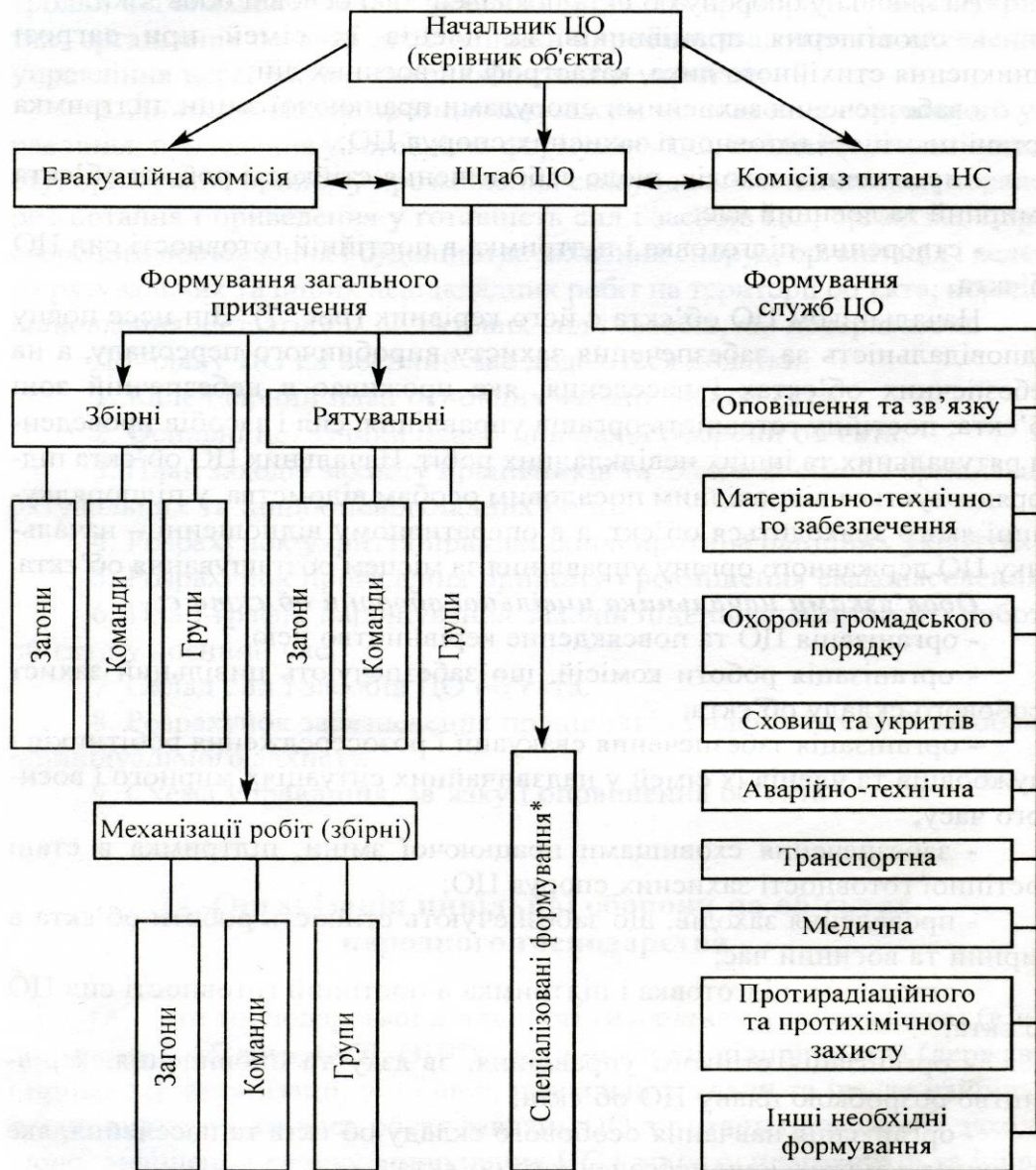


Рис. 5.1 – Структура цивільної оборони на об'єкті народного господарства

Для проведення рятувальних та інших невідкладних робіт у разі виникнення надзвичайних ситуацій застосовуються сили цивільної оборони: спеціалізовані і невоєнізовані формування.

Спеціалізовані формування цивільної оборони — це складова частина сил цивільної оборони, що призначена для виконання специфічних робіт, пов'язаних з радіаційною та хімічною небезпекою, значними руйнуваннями внаслідок землетрусу, аварійними ситуаціями на нафтогазодобувних промислах, проведення попереджувальних та профілактичних заходів, у тому числі і поза межами України.

Спеціалізовані формування утворюються в залежності від рівня підпорядкування: центрального підпорядкування – центральним органом виконавчої влади з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи; територіального – місцевою державною адміністрацією, об'єктового – адміністрацією підприємства, установи, організації.

Спеціалізовані формування виконують:

рятувальні, аварійні та евакуаційні роботи в осередку ураження і надання медичної допомоги потерпілим безпосередньо на робочому місці або під час евакуації;

роботи щодо запобігання надзвичайним ситуаціям;

виробництво, ремонт і технічне обслуговування дихальних апаратів, контрольних приладів, засобів аварійного зв'язку, іншого обладнання для боротьби з наслідками надзвичайних ситуацій.

За окремими договорами спеціалізовані формування:

виконують роботи неаварійного характеру, спрямовані на посилення протиаварійного захисту потенційно небезпечних об'єктів;

здійснюють підготовку персоналу потенційно небезпечних об'єктів до дій у надзвичайних ситуаціях;

виконують завдання гуманітарної та інших видів допомоги, визначених Женевськими конвенціями про захист жертв війни та цивільного населення.

Для реалізації покладених завдань спеціалізовані формування мають у своєму складі оперативні та допоміжні підрозділи, науково-дослідні організації, підприємства.

Структуру оперативних підрозділів, їхній штат і чисельність затверджує, виходячи з рівня управління, відповідний орган державної виконавчої влади, адміністрація підприємства, установи, організації.

Комплектування спеціалізованих формувань ЦО здійснюється за контрактом з числа фахівців, які мають досвід роботи з ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій.

Невоєнізовані формування цивільної оборони - це складова частина сил цивільної оборони, які утворюються на воєнний час в областях, містах,

районах, а також на підприємствах, що будуть продовжувати свою виробничу діяльність під час війни, а на мирний час – для проведення рятувальних і інших невідкладних робіт в осередках ураження.

За підпорядкованістю всі невоєнізовані формування ЦО поділяються на територіальні та об'єктові, а за призначенням – на формування загального призначення і формування спеціалізованих служб ЦО.

Територіальні формування утворюються в областях, містах, міських і сільських районах та підпорядковуються відповідному начальнику ЦО (області, міста, району). Вони залучаються до виконання завдань ЦО при виникненні надзвичайних ситуацій на найбільш важливих об'єктах.

Об'єктові формування утворюються на об'єктах народного господарства, які продовжують свою діяльність в умовах НС, і виконують рятувальні та інші невідкладні роботи на своїх об'єктах.

Формування загального призначення залучаються до проведення рятувальних і інших невідкладних робіт в осередках ураження. До них належать: збірні загони (команди, групи); збірні загони (команди, групи) механізації робіт і рятувальні загони (команди, групи).

Формування спеціалізованих служб ЦО створюються для виконання спеціальних заходів під час проведення рятувальних і інших невідкладних робіт (розвідка, надання медичної допомоги, локалізація і гасіння пожеж, проведення заходів радіаційного і хімічного захисту, ведення аварійно-технічних робіт, забезпечення охорони громадського порядку тощо).

До невоєнізованих формувань цивільної оборони зараховуються працездатні громадяни України (за винятком жінок, які мають дітей віком до 8 років, жінок із середньою та вищою медичною освітою, які мають дітей віком до 3 років, та осіб, які мають мобілізаційні приписи). Зарахування до невоєнізованих формувань не звільняє від основної діяльності.

Порядок використання особового складу невоєнізованих формувань, його матеріального, технічного і фінансового забезпечення, а також матеріального стимулювання в мирний час визначають Уряд АР Крим, обласні, Київська та Севастопольська міські державні адміністрації.

Для підготовки та проведення аварійно-рятувальних і інших невідкладних робіт на об'єктах, що мають відповідну базу, створюються базові служби цивільної оборони: оповіщення та зв'язку, матеріально-технічного забезпечення, охорони громадського порядку, сховищ та укриттів, аварійно-технічна, транспортна, медична, протирадіаційного і протихімічного захисту. В залежності від специфіки об'єкта і наявності бази можуть створюватись і інші служби ЦО (захисту продовольства, води і т. ін.).

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Конструкції гусеничних рушіїв суттєво відрізняються за типом елементів, їх кількістю, що впливає на рухомість, трудомісткістю обслуговування та ремонту.

З метою покращення конструктивно-технічних і експлуатаційних характеристик гусеничної стрічки модернізованого автомобіля на базі УАЗ, розроблено варіант гідравлічного механізму натягнення гусениці під час руху. Гідравлічний механізм натягування забезпечує найбільш оптимальні умови для функціонування обладнання модернізованих автомобілів та роботи членів екіпажу.

На підставі виконаної роботи показана перспективність і резерви для подальшої модернізації модернізованого автомобіля на базі УАЗ в напрямку підвищення його захищеності, питомої потужності і рухомості. Розробка проводилась виходячи з міркувань максимального використання наявної виробничої бази та сучасних технологій виготовлення, що забезпечує спрощення реалізації запропонованого проекту.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Ляшук О.Л., Гудь В.З., Пиндус Ю.І., Левкович М.Г., Хорошун Р.В. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи магістра за освітньо-кваліфікаційним рівнем «магістр» галузі знань 27 «Транспорт» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2020. – 66 с.
2. Андрусенко С.І. Організація фірмового обслуговування : Навч. пос. – К.:ІЗМН, 1996.-216с.
3. Александровская Л.Н., Афанасьев А.П., Лисов А.А. Современные методы обеспечения безотказности сложных технических систем.- М.: Логос, 2003.- 208с.
4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.
5. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1991. – 382 с.
6. Чернець М., Пашечко М., Невчас А. Дослідження та розрахунки трибосистем ковзання, методи підвищення довговічності і зносостійкості. Т1. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. – Дрогобич: Коло, 2001. - 492 с.
7. Шоботов В.М. Цивільна оборона: Навчальний посібник. – Київ: ”Центр навчальної літератури”, 2004. – 439 с.
8. Д. В. Чернілевський, В. С. Павленко, М. В. Любін. „Деталі машин”. Київ НМКВО, 1992р.
9. Ю. Паливода. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки: навчально-методичний посібник / Ю. Паливода, А. Дячун, Р. Лещук. – Тернопіль, Тернопільський національний технічний університет ім.І.Пулюя, 2019. – 240с.
10. Герике Б. Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов Ч. 2: Диагностика технического состояния на основе анализа вибрационных процессов. –1999. – 229 с.

11. Денисов А.С. Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т., 1999. 352 С.
12. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Чигринець А.Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. – К.: Вища школа, 1994.
13. Пузанков А. Г. П882 Автомобили: Устройство автотранспортных средств: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / Алексей Григорьевич Пузанков. — М.: Издательский центр «Академия», 2004. — 560 с.
14. Сирота В.І. С40 Основи конструкції автомобілів: Навчальний посібник. - 2-ге видання, перероблене та доповнене. - К.: Арістей, 2005. - 280 с.
15. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. - Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 276 с.
16. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гудь В.З., Левкович М.Г., Сташків М.Я., Сіправська М.Д. - Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 544 с.
17. Луців І.В. Розробка алгоритмів створення багатолезового оснащення адаптивного типу для обробки поверхонь обертання / І.В. Луців, Р.Я.Лешук // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №26, 2009. С.164 - 171.
18. Луців І.В. Динамічні характеристики підсистем верстатного оснащення адаптивного типу / І.В. Луців, Р.Я.Лешук // Вісник Тернопільського державного технічного університету, 2009, Том 14, №4. С.144-149.
19. Гевко І.Б. Техніко-економічне обґрунтування процесу механічної обробки з використанням комбінованого свердла-мітчика / І.Б.Гевко, Р.Я., Лешук, І.І.Стойко, Н.М.Марчук, М.Д.Сіправська // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.–Вип. 40.–Луцьк, 2018. С.21-31.