

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

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого магістерського рівня**

на тему: **«Удосконалення ремонту рамних конструкцій транспортних засобів»**

Виконав: студент 6 курсу групи Ат-61

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Процан Т.І.
(Прізвище та ініціали)

Керівник: Рубан Д.П.
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: Шарибура А.О.
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2024

УДК 621.433.052

Процан Т.І. «Дослідження експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля класу N».

//Кваліфікаційна робота. – Дубляни: Львівський національний університет природокористування. 2024. – 81с.

У кваліфікаційній роботі покращено експлуатаційні показники гідравлічного механізму перекидання кабіни шляхом зниження енергетичних витрат людини. Обґрунтовано критерії оцінки якості гідравлічного механізму перекидання кабіни: зусилля на ручці насоса; робота, яку людина витрачає при перекиданні кабіни; потужність, яку людина розвиває при перекиданні кабіни; час перекидання кабіни.

На підставі аналізу результатів досліджень фізіологічних можливостей та антропометричних характеристик людини обґрунтовано ергономічні параметри робочого місця оператора. З урахуванням початкових кінематичних параметрів для автомобіля КамАЗ-55111 встановлено, що раціональний кут установки гідроциліндра механізму перекидання кабіни становить $\beta=65^\circ$, а раціональне значення важеля $r=0,45$ м. Також встановлено раціональний діапазон значень робочого тиску в гідравлічному приводі 25-32 МПа та діаметра трубопроводу 5-8 мм.

Удосконалено методику визначення раціональних параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни на результатах аналізу енергетичного балансу системи «людина-машина».

Таблиць 4; рисунків 12; бібліогр. джерел 42

ЗМІСТ

Вступ.....	7
РОЗДІЛ 1. Стан питання та завдання дослідження.....	9
1.1. Огляд та аналіз механізмів перекидання кабіни.....	12
1.2. Аналіз вимог до гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	18
1.3. Аналіз експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	21
1.4. Висновки за розділом.	25
РОЗДІЛ 2 Теоретичне обґрунтування вибору параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни	26
2.1. Вибір та обґрунтування принципових схем гідравлічного механізму перекидання кабіни автомобіля.....	26
2.2. Вибір основних параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	31
2.3. Формування тренувань до розташування гідравлічного насоса з ручним приводом механізму перекидання кабіни.....	36
2.4. Обґрунтування параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	42
Висновки за розділом.....	42
РОЗДІЛ 3. Експериментальне дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	44
3.1. Принципова гідравлічна схема гідравлічного механізму перекидання кабіни з насосом з ручним приводом.....	44
3.2. Програма і методика дослідження механізму перекидання кабіни.....	45
3.3. Результати досліджень тиску в гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	47
3.4. Геометричні та кінематичні параметри в механізмі перекидання кабіни.....	48

3.3. Результати експериментального дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	50
Висновки за розділом	53
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	54
4.1. Структурно функціональний аналіз процесів експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	54
4.2. Умови і обставини виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідки.....	55
4.3. Розробка логічно-імітаційної моделі процесу виникнення травм під час експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни..	56
4.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	59
Висновки за розділом.....	60
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	62
Висновки за розділом.....	63
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	66

ВСТУП

Гідравлічний привод знайшов широке застосування на підйомно-транспортних та інших вантажопідйомних механізмах різного технологічного призначення. На вантажних автомобілях категорії N гідравлічний привод знайшов своє застосування у системах підйому вантажної платформи, а також у механізмі перекидання кабіни.

При перекиданні кабіни основною ланкою, що задає рух кабіни, є рухомі частини гідравлічного циліндра, а основним джерелом енергії стиснення робочої рідини є гідравлічний насос. Відомо, що для зниження праці людини (оператора), при перекиданні кабіни, можуть застосовуватися пневмогідравлічні та електрогідравлічні приводи. Слід зазначити, що необхідність періодичного поповнення енергетичного потенціалу для роботи зазначених вище гідроприводів (зарядка акумуляторної батареї) є причиною застосування їх як допоміжного приводу, віддаючи перевагу роботі людини для перекидання кабіни. У зв'язку з цим привод гідравлічного насоса наводиться в рух при дії м'язової сили людини.

Тенденція до зниження витрат енергії при керуванні різними механізмами сприяла зростанню масштабів застосування машин з гідравлічним приводом, що дозволило механізувати та автоматизувати різні технологічні та допоміжні процеси, а також покращити умови праці.

Виникли проблеми, як у стадії проектування, і під час експлуатації механізму перекидання кабіни, пов'язані з відсутністю теоретичних положень функціонування людини під час управління процесом перекидання кабіни.

Вирішення цих проблем безпосередньо пов'язане з необхідністю вивчення та зниження динамічних навантажень приводу, скороченням енергетичних витрат та проведенням робіт з удосконалення методик проектування та теоретичних методів дослідження динамічних параметрів гідроприводу із застосуванням обчислювальної техніки. У зв'язку з цим аналіз процесів, що протікають при перекиданні кабіни, а також їх вплив на енергетичні витрати людини в умовах зростання маси кабіни є актуальним.

Мета та завдання дослідження. Метою магістерської роботи є покращення експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни шляхом зниження витрат енергії людини на основі енергетичного балансу системи «людина-машина».

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз технічних вимог та експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни на відповідність вимогам ергономіки до системи «людина-машина»;

- дослідити кінематику механізму перекидання кабіни;

- провести теоретичні дослідження робочого процесу гідравлічного механізму перекидання кабіни з метою оцінки витрат енергії у системі «людина-машина»;

- удосконалити гідравлічний механізм перекидання кабіни та провести експериментальні дослідження з визначення ступеня впливу його кінематичних параметрів на енергетичні витрати людини.

Об’єкт дослідження: процес перекидання кабіни транспортного засобу.

Предмет дослідження: параметри гідравлічного механізму перекидання кабіни транспортного засобу та їх вплив на енергетичні витрати людини при перекиданні кабіни.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

У галузі виробництва автомобільної техніки, призначеної для перевезення вантажів, а також автомобільної спеціальної техніки відзначається зростання моделей з безкапотним компонуванням. Завдяки застосуванню такої компонуванняльної схеми вантажні автомобілі стають легшими (при однаковій вантажопідйомності) з поліпшенням їх маневреності та огляду за рахунок скорочення непрогляданої зони перед автомобілем [12]. На сьогоднішній день автомобілі з безкапотним компонуванням виробляються як за кордоном (MAN, DAF, Scania, Volvo, Mercedes, КамАЗ, МАЗ та ін.), так і в Україні (ПАТ «АвтоКрАЗ»).

Загальновідомо, що вимоги ергономіки до робочого місця водія постійно вдосконалюються. Удосконалення вимог ергономіки, а також вимог до функціональної працездатності водія у кабіні впливає на її масово-габаритні параметри. Встановлено, що протягом останніх 30 років маса кабіни автомобілів збільшилася на 31,3% (рис.1.1).

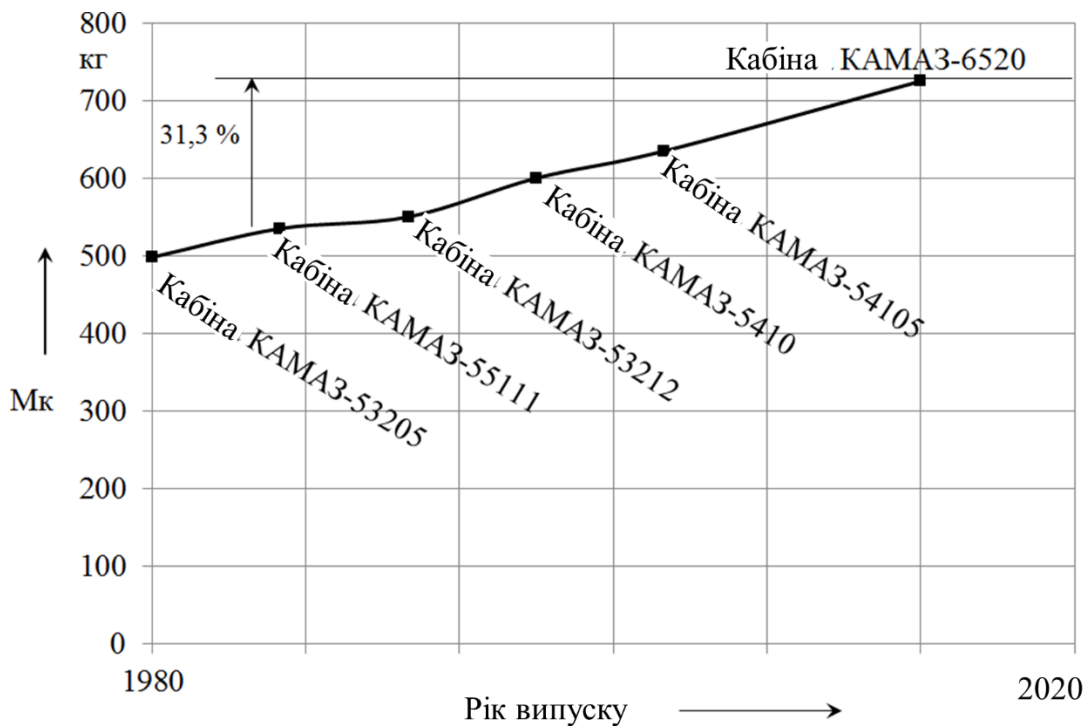
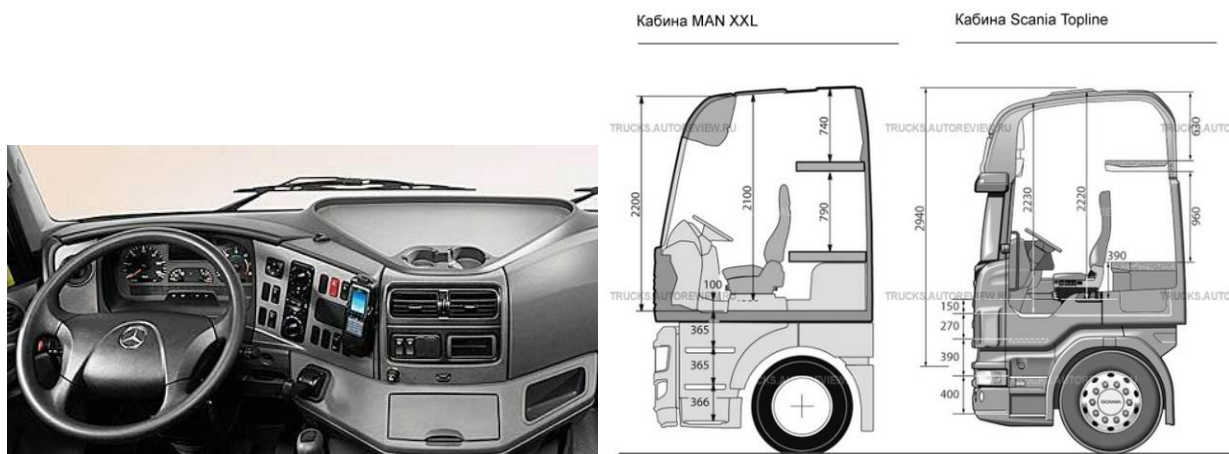


Рисунок 1.1 – Зміна маси кабіни автомобілів КамАЗ від року випуску

Пояснюється це впливом таких факторів як: покращення ергономіки та дизайну робочого місця водія; можливість людині перебуває у повний зріст у кабіні; наявність сервісних пристроїв, що підвищують комфортність експлуатації автомобіля і т. д. (рис. 1.2). Також відомо, що подовження кабіни на 0,245 м призводить до збільшення загального обсягу кабіни на 23% та збільшення її маси на 120 кг [42].



а

б

Рисунок 1.2 – Фактори, що впливають на масово-габаритні параметри кабіни

а – ергономіка та дизайн робочого місця водія; б – робочий простір кабіни

Експлуатація автомобіля, у свою чергу, супроводжується технічним обслуговуванням систем керування, агрегатів та двигуна, для доступу до яких на транспортному засобі з безкапотним компонованням необхідно попередньо перекинути кабіну [29]. Враховуючи вагові та габаритні параметри кабіни, одній людині виконати цю роботу досить складно, що вимагає від неї значних енергетичних витрат. Для зниження енергетичних витрат людини застосовують механізми перекидання кабіни. Існують як механічні, так і гідравлічні механізми перекидання кабіни. На сьогоднішній день найбільшого поширення набули гідравлічні механізми перекидання кабіни. Для виконання роботи перекидання кабіни найчастіше використовується гідравлічний насос з ручним приводом, а сигналом, що її спричинює, є зусилля на приводній рукоятці, створюване

м'язової силою людини (оператора). Робочий процес перекидання кабіни визначається як експлуатаційними показниками механізму, антропометричною характеристикою людини (оператора) і параметрами робочого місця оператора, який виконує процес перекидання кабіни. Тому найбільш повний облік факторів, що визначають робочий процес механізму перекидання кабіни, можливий з позиції системи «людина-машина». У зв'язку з цим при проектуванні механізму перекидання кабіни як елемента системи «людина-машина» для підвищення ефективності роботи цієї системи, необхідно враховувати особливості робочого процесу механізму та особливості функціонування людини. Крім цього враховують антропометричну характеристику людини (оператора) та параметри робочого місця оператора виконує процес перекидання кабіни. Тому найбільш повний облік факторів, що визначають робочий процес механізму перекидання кабіни, можливий з позиції системи «людина-машина». У зв'язку з цим при проектуванні механізму перекидання кабіни як елемента системи «людина-машина» для підвищення ефективності роботи цієї системи необхідно враховувати особливості робочого процесу механізму та особливості функціонування людини. Тому найбільш повний облік факторів, що визначають робочий процес механізму перекидання кабіни, можливий з позиції системи «людина-машина».

Результат виконання роботи перекидання кабіни залежить від енергетичних можливостей людини та функціональних параметрів механізму та визначається особливістю функціонування м'язів людини. У свою чергу енергетична можливість людини характеризується силовими та кінематичними критеріями та залежить від низки параметрів. Очевидно, що енергетичні параметри механізму перекидання кабіни мають відповідати енергетичним можливостям людини. Тому робота людини при перекиданні кабіни може характеризуватися ступенем комфортабельності її виконання. Комфорт виконання перекидання кабіни повинен оцінюватися роботою, а не величиною зусилля на рукоятці, як це регламентують відповідні стандарти [4, 42].

Цей висновок також можна отримати на підставі результатів досліджень

процесу гальмування транспортним засобом або процесу включення та вимкнення зчеплення. У роботах [27, 38] зроблено висновок, що величини прикладеного зусилля на педалі (гальма чи зчеплення) та її хід взаємопов'язані і людина відчуває здійснювану роботу. Слід зазначити, що роботу на педалі управління зчепленням обмежують [2]. Тому при перекиданні кабіни доцільно враховувати роботу м'язів людини. Оцінку роботи м'язів людини необхідно здійснювати за витратою енергії і потужності, що розвивається. В даному випадку необхідно розробити критерії оцінки гідравлічного механізму перекидання кабіни. Проте спочатку виконаємо огляд та аналіз існуючих механізмів перекидання кабіни.

1.1. Огляд та аналіз механізмів перекидання кабіни

Вперше про необхідність застосування механізмів перекидання кабіни було висловлено у 50-х роках [29-37]. На той момент найбільшого поширення набули механізми перекидання кабіни із застосуванням сервопружин як сервісного елемента, а сам процес перекидання виконувався людиною. Однак такі механізми мають суттєві недоліки:

- при поверненні кабіни у транспортне становище людині необхідно долати зусилля пружного елемента;
- пружний елемент у процесі експлуатації набуває залишкової деформації, а також потребує регулювання та підтяжки;
- збільшується насиченість компонування передньої частини автомобіля, що ускладнює встановлення громіздких пружних елементів [26].

У процесі вдосконалення конструкції автомобіля та компонувальних рішень змінювалися і конструктивні параметри кабіни. Відповідно вдосконалювався і привод механізму перекидання кабіни. На початку 70-х років для перекидання кабіни почали застосовувати гідравлічні приводи.

Заснована в 1970 р. компанія «Power-Packer» розпочала виробництво гідравлічних приводів для механізму перекидання кабіни в 1973 р [39]. У СРСР гідравлічний механізм перекидання кабіни почав застосовуватися на початку 80-

х, при проектуванні якого конструктори керувалися галузевими стандартами.

Як джерело тиску робочої рідини використовувався насос поршневого типу, що приводиться в дію за допомогою рукоятки безпосередньо м'язовою силою людини [14, 18, 26]. Як виконавчий елемент застосовують гідравлічний циліндр поршневого типу двосторонньої дії [15].

Механізм перекидання кабіни може бути використаний для приводу інших виконавчих пристроїв транспортного засобу, таких як: гідравлічного пристрою фіксації кабіни в транспортному положенні; підйому-опускання запасного колеса ЗП та ін [4, 24, 35, 42].

Типове розташування елементів гідравлічного механізму перекидання кабіни показано на рисунку 1.3. Таке розташування відповідає конструкції автомобіля сімейства КамАЗ. Фіксація кабіни у транспортному положенні від мимовільного руху здійснюється механічним пристроєм.



Рисунок 1.3 – Схема розташування елементів гідравлічного механізму перекидання кабіни

Кінематика механізму перекидання кабіни передбачає, що при закиданні кабіни центр її тяжкості переходив через положення нестійкої рівноваги, завдяки чому повністю виключається можливість її мимовільного опускання [4, 42]. При цьому встановлюються механічні обмежувачі страхування кута перекидання –

троси або розтяжки. Перекидальні механізми з малим кутом перекидання кабіни (без її закидання) зустрічаються рідко. І тут вони забезпечуються спеціальною страховочною стійкою [28].

Відомі конструкції підйому/опускання виступають над кабіною платформи напівпричепа, призначеного для перевезення автомобілів (рис. 1.4). Таке рішення компонування організовано на транспортних засобах категорії N виробництва Mercedes-Benz серії Actros. При цьому для перекидання кабіни застосовується лише електрогідравлічний привід механізму перекидання кабіни. Як формуючий сигнал служить кнопка управління електричним двигуном, розташована спереду кабіни.

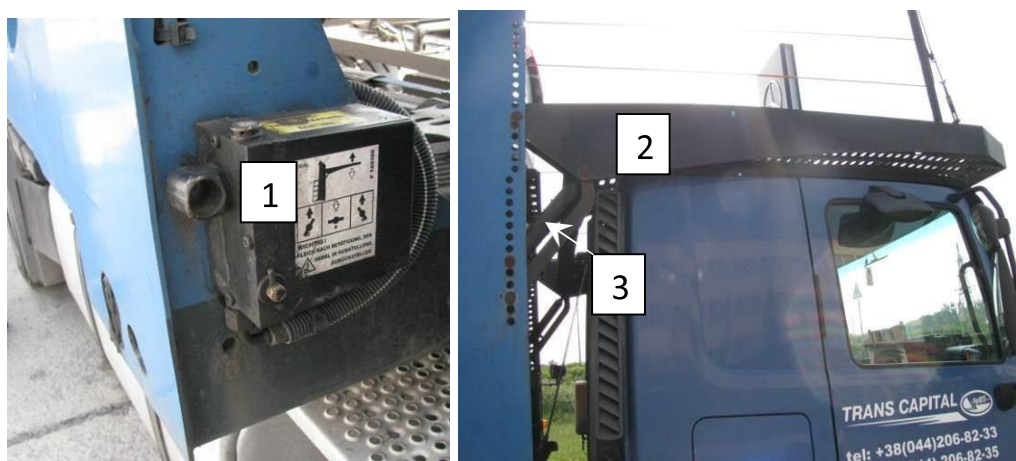
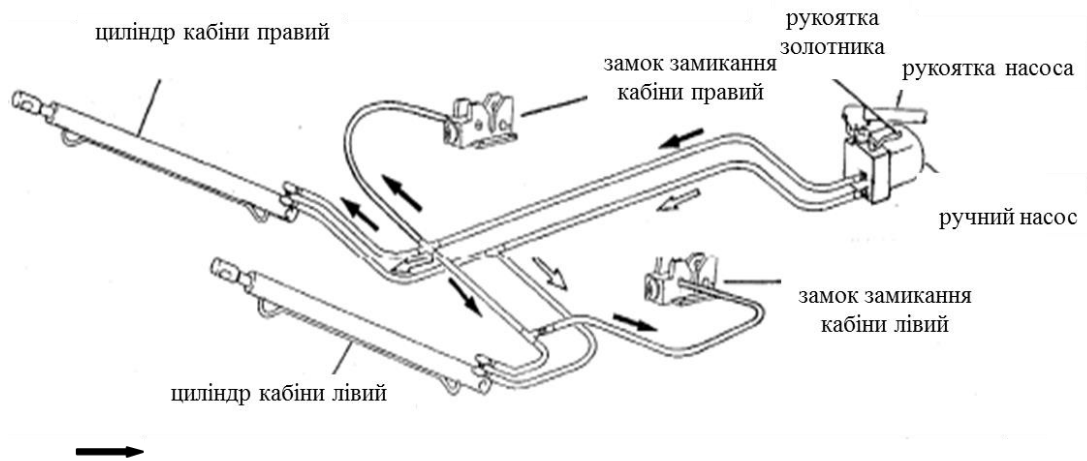


Рисунок 1.4 – Розташування компонентів механізму підйому/опускання платформи напівпричепа
1 – насос із ручним приводом; 2 – платформа; 3 – гідроциліндр

У механізмі перекидання кабіни, представленого на рисунку 1.5, утримання кабіни в транспортному положенні здійснюється за рахунок застосування гідравлічних пристроїв, що забезпечують автоматичне відкривання та закривання замків кабіни. Така схема застосовується на автомобілях закордонного виробництва: MAN, DAF, Volvo, Scania, МАЗ, КамАЗ-5490 та ін., а також на деяких автомобілях виробництва ПАТ «АвтоКрАЗ». При цьому на згаданих автомобілях застосовується один гідроциліндр.



— напрямок течії рідини при опусканні кабіни;

⇨ — напрямок перебігу рідини при перекиданні кабіни.

Рисунок 1.5 – Розташування елементів механізму перекидання кабіни з гідравлічними замками фіксації кабіни (кабіна не показана, вид на механізм спереду-праворуч)

В даний час набули поширення насоси та гідравлічні циліндри різного виконання, що відрізняються між собою конструкцією та принциповою схемою. На рисунку 1.6 представлена конструкція гідравлічного насоса виробництва Сербії Prva petoletka Promet AD Trstenik. Враховуючи технічні характеристики та особливості робочого процесу механізму перекидання кабіни, виробнича номенклатура заводу налічує близько 13 різних виконань [34]. При цьому зазначається, що як робоча рідина можуть застосовуватися мінеральні оливи з кінематичною в'язкістю 20...400 мм²/с, при температурі експлуатації від мінус 20 °С до плюс 70 °С.

Конструкція насоса (рис. 1.6) виконана у вигляді агрегату, що складається з корпусу 1, бака 2 і приєднувальних штуцерів 6 і 9. У середині корпусу 1 розташований рухомий поршень із запобіжним клапаном (на рисунку не показаний) і розподільник 8 зі зворотним клапаном та рукояткою 4. У верхній частині корпусу розташований запобіжний клапан низького тиску 5, а в баку 2 розташований показчик рівня оливи 7.

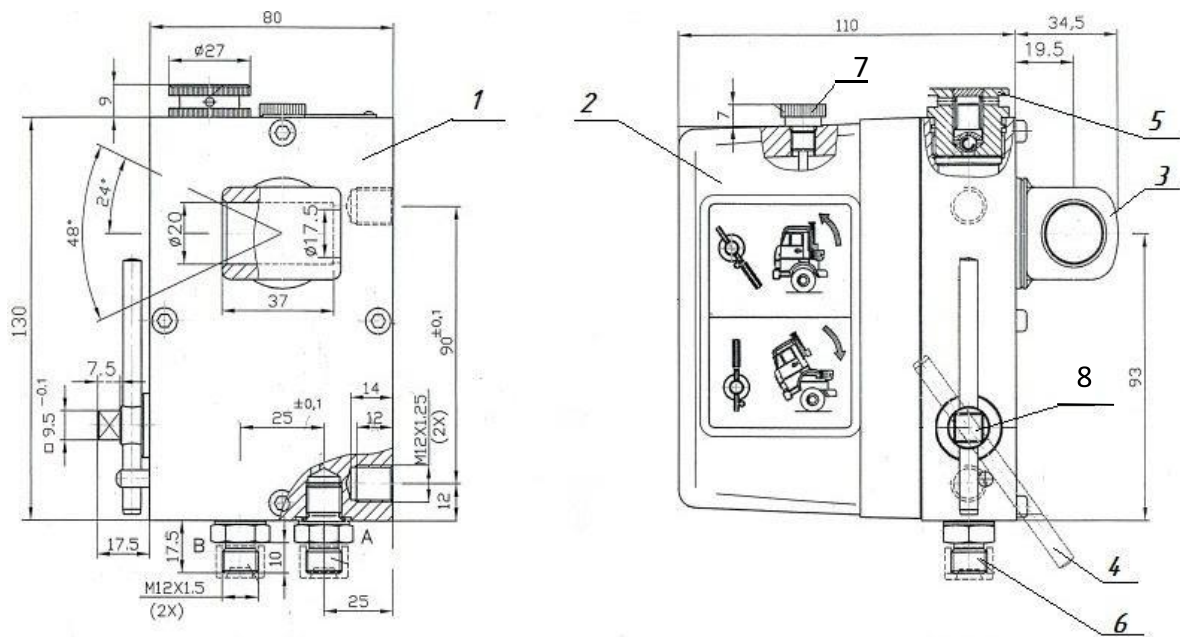


Рисунок 1.7 – Насос гідравлічного механізму перекидання кабіни

1 – корпус; 2 – бак; 3 – приводний вал; 4 – рукоятка розподільника; 5 – запобіжний клапан низького тиску; 6 – штуцери для з'єднання з гідроциліндром перекидання/опускання кабіни; 7 – заливна пробка з рівнем оливи; 8 – розподільник

Для автомобілів виробництва США застосовуються гідравлічні насоси із ручним приводом виробництва фірми Power-Packer. Також є виконання насоса з ручним приводом спільно з пневматичним або гідравлічним приводом (рис. 1.8). Відмінною особливістю конструкції насоса з ручним приводом (рис. 1.8 а) є плунжер, що виходить назовні, і приводні важелі, які мало захищені від попадання сторонніх частинок у внутрішню порожнину насоса, що істотно обмежує його термін експлуатації.

Поряд із представленими конструкціями гідравлічних насосів, існують і інші виконання та їх виробники [40, 41].



Рисунок 1.8 – Агрегати гідравлічного механізму перекидання кабіни виробництва Power-Packer

а - використання з ручним приводом; б – спільне виконання насоса з ручним та пневматичним приводом; в – спільне виконання насоса з ручним та електричним приводом;

1 – корпус; 2 – бак; 3 – привід насоса; 4 – рукоятка розподільника; 5 – пневмодвигун; 6 – електродвигун; 7 – блок керування електричним сигналом

Головною особливістю експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни є те, що при роботі в гідравлічному приводі циркулюють дуже малі обсяги робочої рідини. У конструкції насоса застосовуються отвори з малими прохідними перерізами, а зворотні клапани та гідравлічні замки висувають підвищені вимоги до якості та чистоти робочої рідини (12 клас) [41]. При експлуатації механізму перекидання кабіни необхідно стежити за тим, щоб унеможливити потрапляння сторонніх частинок усередину системи. При правильному виконанні вимог до експлуатації механізму перекидання кабіни він зазвичай не вимагає технічного обслуговування.

В результаті проведеного огляду та аналізу можна зробити такі висновки.

1. Встановлено, що масово-габаритні параметри кабіни транспортних засобів категорії N поступово збільшуються, що зумовлено необхідністю покращення умов праці водія під час експлуатації транспортного засобу. Встановлено, що маса кабіни за останні 30 років збільшилась на 31,3%.

2. В результаті огляду існуючих принципових гідравлічних схем механізмів перекидання кабін встановлено, що конструкція гідравлічного циліндра повинна забезпечувати режим коливань підресореної кабіни.

3. Встановлено, що пружні елементи, які застосовуються для допомоги людині при перекиданні кабіни, в процесі експлуатації автомобіля набувають залишкової деформації і потребують регулювання.

4. Встановлено, що для зниження енергетичних витрат людини при перекиданні кабіни рекомендується застосовувати сервісні пристрої, такі як: пневматичний або електричний енергетичний потенціал (акумуляторна батарея; ресивер зі стисненим повітрям тощо). Однак вони використовуються тільки як допоміжне джерело енергії, віддаючи перевагу роботі людини для перекидання кабіни.

1.2. Аналіз вимог до гідравлічного механізму перекидання кабіни

Вимоги до гідравлічного механізму перекидання кабіни впливають з умов управління процесом перекидання кабіни та поділяються на:

- вимоги до гідравлічного приводу;
- вимоги до ергономічних параметрів керування;
- вимоги до робочого місця оператора;
- вимоги до безпеки;

Слід зазначити, що в Україні нормативними документами, що регламентують вимоги до гідравлічних механізмів перекидання кабін, є галузеві стандарти, розроблені з урахуванням вимог до автомобільної промисловості на початку 80 р.

Оскільки процес перекидання кабіни виконує людина, то для перетворення роботи людини на гідравлічний сигнал необхідне використання як основного агрегату насоса з ручним приводом. У зв'язку з цим, вимоги до гідравлічного приводу складаються з вимог до гідравлічного насоса та гідроциліндра.

Відомо, що для визначення енергії людини, що витрачається на здійснення

роботи, необхідно визначити інтеграл сили на переміщення рукоятки насоса [39]. Також слід врахувати, що загальними вимогами до органів управління гальмівною системою, зчепленням та коробкою передач транспортного засобу є зусилля на органі управління та її переміщення. Як правило, робота, що витрачається на здійснення переміщення органу управління обмежена [28, 36]. У зв'язку з цим доцільно пред'являти вимоги до механізму перекидання кабіни, що регламентують енергетичні витрати при перекиданні кабіни. Для цього привод гідравлічного насоса повинен оцінюватися зусиллям на рукоятці, її переміщенням та частотою зворотно-поступальних рухів. Як зазначалося, існуючі вимоги регламентують лише максимальний опір на рукоятці [32, 35].

Максимальний опір на ручці визначає момент опору на валу насоса, який не повинен перевищувати 210 Н·м. У цьому випадку максимальне зусилля на рукоятці, якою укомплектовано транспортний засіб, не повинно перевищувати 350 Н. Необхідно зазначити, що вимоги до гідравлічного приводу вдосконалюються. Це пояснюється тим, що з тиском не більше 25-32 МПа досягається найбільший економічний ефект під час використання гідроциліндра. Крім цього, розширена номенклатура застосовуваних гідроциліндрів, що дозволяє розширити можливість застосування різних схем компоновки на транспортних засобах.

Вимоги до ергономічних параметрів мають відповідати комфортному режиму виконання роботи людиною, що у свою чергу висуває певні вимоги до розміщення органу управління. Вимоги до розміщення органу управління механізму перекидання кабіни необхідно виробляти на основі аналізу робочого місця оператора з урахуванням його фізіологічних можливостей та антропометричних характеристик так, щоб забезпечувати зручні фізіологічно робочі рухи.

У деяких обґрунтованих випадках за умови забезпечення лінійної швидкості кабіни не більше 0,2 м/с допускається виконання гідравлічної системи без гідрозамку. У цьому випадку швидкість руху кабіни визначають на останній ділянці опускання кабіни, який відповідає опусканню найбільш віддаленої від

осі повороту точки кабіни з висоти 500 мм щодо транспортного положення, за формулою [4]:

$$v = \frac{\pi \cdot R \cdot \beta}{180 \cdot t} \quad (1.1)$$

де R - радіус повороту найбільш віддаленої точки кабіни;

β - кут повороту кабіни на останньому ділянці опускання;

t - час опускання на останній ділянці.

В цілому гідравлічний механізм перекидання кабіни повинен забезпечувати з високою надійністю перекидання кабіни до положення нестійкої рівноваги та плавне закидання її після положення нестійкої рівноваги. Узагальнені вимоги стандартів до гідравлічного механізму перекидання кабіни представлені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Технічні вимоги до гідравлічного механізму перекидання кабіни

Іменування параметра та розмірність	Значення параметру	
	1	2
1. Вимога до гідравлічного насосу		
1.1 Тиск, що розвивається насосом, залежно від виконання, МПа	1 – 8/10; 2 – 12,5/16; 3 – 16/20; 4 – 20/2	1 – 20/27; 2 – 25/32.
1.2 Робочий об'єм, см ³ не менше	6	-
1.3 Зусилля на рукоятці (момент приводу насоса), при номінальному тиску, Н (Н·м), не більше	300 (При довжині плеча 600 мм)	(210)
1.4 Діаметр плунжера, мм	16; 18	-
1.5 Об'ємний ККД, не менше	0,75	
1.6 Вихідні отвори	M12x1, 25	
1.7 Маса (без робочої рідини) кг	5,0 (не більше)	-
2. Вимоги до гідравлічного циліндра		
2.1 Діаметр поршня, мм	45	40; 45; 50
2.2 Діаметр штока, мм	18; 20	20; 24; 30
2.3 Робочий хід штока, мм	200; 320; 400	

3. Вимоги до безпеки		
3.1 При перекиданні кабіни	Гідроциліндр повинен забезпечувати фіксацію кабіни у будь-якому положенні	Гідроциліндр повинен забезпечувати фіксацію кабіни у будь-якому положенні. Протягом 30 с. рух штока не допускається.
3.2 При мимовільному опусканні кабіни у транспортне положення	-	Лінійна швидкість трохи більше 0,2 м/с
4. Клас чистоти робочої рідини	-	12 (ГОСТ 17216)
5. Ресурс вузлів (один цикл – підйом та опускання кабіни), циклів	4000	

У свою чергу розташування та елементи конструкції гідравлічного механізму перекидання кабіни повинні задовольняти ергономічні показники, що забезпечують зручне для людини управління та мінімальні витрати енергії при перекиданні кабіни [2, 3].

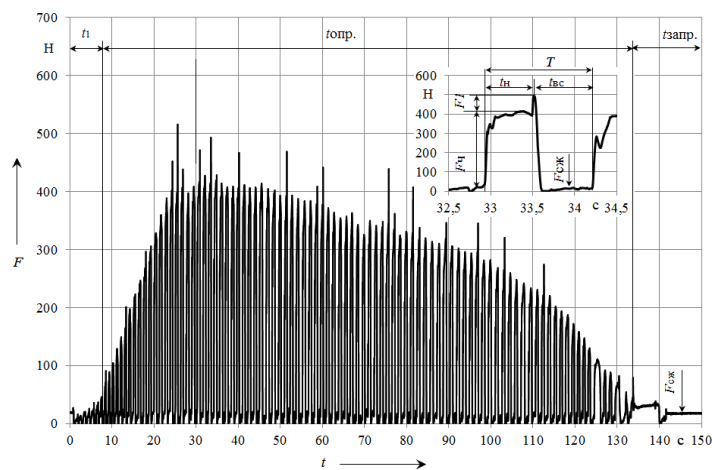
1.3. Аналіз експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни

Як відомо, перекидання кабіни відбувається внаслідок нагнітання рідини в гідроциліндр під тиском, що створюється оператором при зворотно-поступальному впливі на рукоятку насоса. З літературних джерел [42, 43] відомо, що для цього людина (оператор) має здійснити від 60 до 220 зворотно-поступальних рухів рукоятки насоса з певним зусиллям. Однак у літературі інформація про прикладене зусилля та частоту впливу на рукоятку насоса не наводяться.

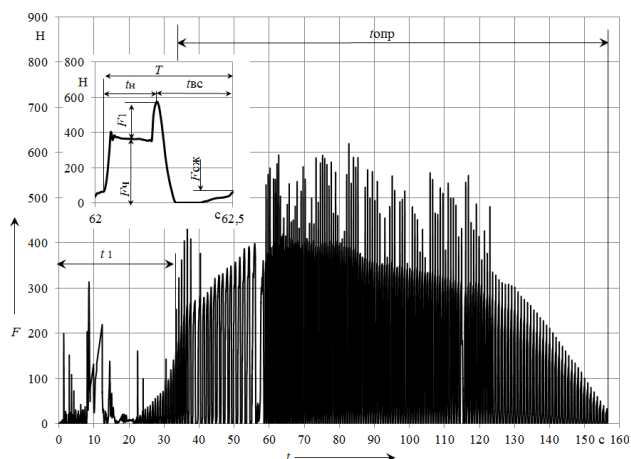
З метою визначення зусилля на рукоятці, а також для оцінки експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни було проведено пошуковий експеримент на автомобілях зарубіжного виробництва:

DAF-XF 95.430; DAF-XF 105410; MAN 9-403 Silent; КамАЗ-55111.

В результаті проведення експерименту та обробки даних з датчика зусилля було отримано навантажувальні характеристики, представлені на рис. 1.9–1.10. З навантажувальних характеристик видно, що у деяких транспортних засобах максимальне значення зусилля рукоятці насоса становить 200- 400 Н (короткочасно 600 Н), а процес перекидання кабіни до зони нестійкої рівноваги триває 130-150 с. При цьому вид навантажувальних характеристик, отриманих при пошуковому експерименті, має відмінності. Це пояснюється впливом таких факторів, як: наявність гідравлічних замків фіксації кабіни в транспортному положенні; різна характеристика системи підресорення кабіни; наявність сервісного пристрою (КамАЗ-55111) та ін.



а



б

Рисунок 1.9 – Експериментальна характеристика залежності зусилля на рукоятці ручного насоса від часу перекидання кабіни

а - автомобіля DAF-XF 95.430; б - автомобіля DAF-XF 105.410.

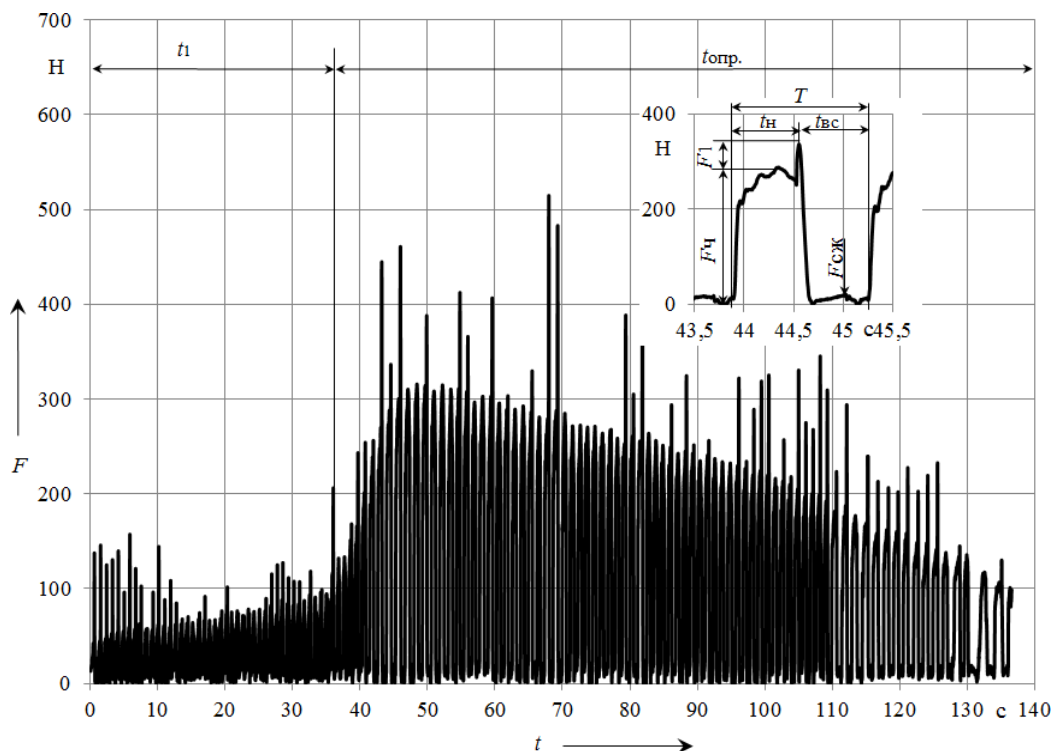


Рисунок 1.10 – Експериментальна характеристика залежності зусилля на рукоятці ручного насоса від часу перекидання кабіни автомобіля MAN 9-403 Silent

Також на величину приводного зусилля на рукоятці значний вплив робить схема підключення гідروциліндра та його геометричне розташування.

Встановлено, що величина та темп створюваного зусилля на рукоятці насоса має стохастичний характер і залежить від антропометричних характеристик та фізичного стану людини. Також встановлено, що процес перекидання кабіни складається з кількох часових інтервалів: часу відкриття гідравлічних замків фіксації кабіни – t_1 ; часу перекидання кабіни до положення нестійкої рівноваги - $t_{\text{пер.}}$; часу закидання кабіни після положення нестійкої рівноваги - $t_{\text{зак.}}$.

Час відкриття гідравлічних замків фіксації кабіни впливає на тривалість перекидання кабіни і може тривати до 10% загального часу перекидання. Повний час перекидання визначається частотою на приводну рукоятку насоса.

На рисунках 1.9-1.10 винесено фрагменти, що відбивають залежність зусилля на рукоятці за період T впливу на рукоятку. На фрагментах видно, що

частота на приводну рукоятку перебуває у діапазоні 1-1,5 Гц. У цьому частота впливу тим більше, що менше опір на рукоятці. Період T на рукоятку складається з двох фаз тривалість яких різна. Фаза наростання зусилля відповідає процесу нагнітання робочої рідини в порожнину гідроциліндра механізму перекидання кабіни та визначається тривалістю t_n . Фаза зниження зусилля відповідає процесу руху рукоятки насоса під час заповнення робочої рідини поршневої порожнини насоса та визначається тривалістю $t_{вс}$.

Зусилля на рукоятці насоса формується пропорційно робочому тиску у приводі механізму перекидання кабіни та передавальній кількості рукоятки і визначається значенням F_T (рис. 1.9-1.10). Слід зазначити, що загальне зусилля на рукоятці F може бути більшим за значення F_T на величину F_I . При цьому поява зусилля F_I визначається моментом упору приводного пальця в корпус насоса і формування тиску не бере участі (рис. 1.11).

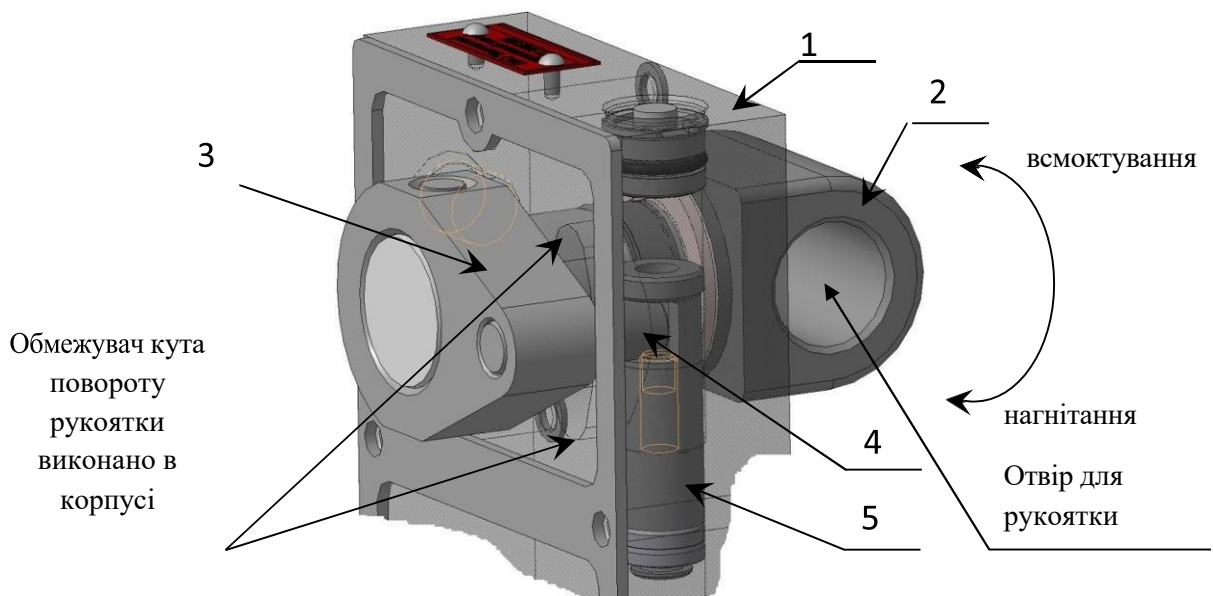


Рисунок 1.11 – Схема взаємодії приводного валу з поршнем насоса

1 – корпус; 2 – приводний вал; 3 – кривошип; 4 – палець; 5 – поршень

В результаті проведеного пошукового експерименту отримано значення функціональних параметрів робочого процесу та навантажувальні характеристики механізму перекидання кабіни. З характеристик видно, що отримані значення зусилля на рукоятці та кількість зворотно-поступальних рухів

не дають повної оцінки якості механізму перекидання кабіни. Очевидно, що необхідно провести дослідження робочого процесу гідравлічного механізму перекидання кабіни з метою оцінки витрат енергії у системі «людина-машина».

1.4. Висновки за розділом

Результати аналізу стану питання дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни дозволяють сформулювати такі висновки.

1. В результаті огляду та аналізу розвитку транспортних засобів категорії N встановлено, що масово-габаритні параметри кабіни поступово збільшуються, що зумовлено необхідністю покращення умов праці водія під час експлуатації транспортного засобу. Встановлено, що маса кабіни за останні 30 років збільшилась на 31,3%.

2. В результаті огляду та аналізу науково-технічної літератури встановлено, що основним формуючим впливом для перекидання кабіни є людина (оператор), яка здійснює від 60 до 220 зворотно-поступальних рухів рукояткою насоса з максимальним зусиллям на ній 400 Н (короткочасно 600 Н).

3. Встановлено, що існуючі технічні вимоги не повною мірою визначають якість гідравлічного механізму перекидання кабіни та не регламентують вимоги до робочого місця оператора.

4. Відсутні критерії оцінки витрат енергії людини на управління процесом перекидання та опускання кабіни.

2. Для поліпшення експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни доцільно знижувати витрати енергії людини при перекиданні кабіни, що в умовах зростання маси кабіни набуває особливого значення та актуальності.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАНІЗМУ ПРОКИДАННЯ КАБІНИ

Існуючі конструкції гідравлічних механізмів перекидання кабін вантажних автомобілів значно різняться як за функціональними параметрами, так і за наявністю взаємозв'язків між ланками гідравлічного ланцюга. При цьому геометричне розташування механічних та гідравлічних елементів механізму перекидання кабін також має суттєву відмінність. Відомо, що механізм перекидання кабін може застосовуватися для підйому/опускання запасного колеса, що вимагає зміни конструкції насоса [34], а також вводить додаткові зв'язки між елементами гідравлічного ланцюга [35]. Це у свою чергу викликає інженерний та науковий інтерес до проектування механізму перекидання кабін та методики визначення його параметрів. Взаємозв'язок параметрів гідравлічного приводу із загальними параметрами механізму перекидання кабін можна виявити, досліджуючи принципові гідравлічні схеми.

2.1. Вибір та обґрунтування принципових схем гідравлічного механізму перекидання кабін

Вибір схеми гідравлічного механізму перекидання кабін визначається на підставі:

- наявності та схеми підресорювання кабін;
- функціональних особливостей робочого процесу у гідроциліндрі;
- вимог до гідравлічного механізму перекидання кабін;
- наявності додаткового споживача робочої рідини (гідравлічний замок, гідроциліндр підйому/опускання запасного колеса тощо);
- наявності додаткового джерела енергії.

Гідравлічні схеми повинні бути спроектовані так, щоб втрати енергії були мінімальними, щоб було виключено виникнення інтенсивних коливань тиску та гідравлічних коливань гідросистеми [30].

Вибір та розрахунок функціональних параметрів гідроциліндра здійснюють з умови забезпечення на його вихідній ланці сил, не менших діючих у реальних умовах експлуатації. У існуючих конструкціях механізму перекидання кабіни застосовуються два типи гідроциліндрів: гідроциліндр двосторонньої дії (рис. 2.1 а), та гідроциліндр, підключений за диференціальною схемою (рис. 2.1 б). Для підйому/опускання запасного колеса застосовується гідроциліндр двосторонньої дії (рис. 2.2). Застосування тієї чи іншої конструкції гідроциліндра істотно впливає на робочий процес механізму перекидання кабіни. Істотний вплив на робочий процес має наявність та схема системи підресорювання кабіни. За відсутності системи підресорювання, механізм перекидання кабіни є значно простішим, а за наявності – потребує здійснення компенсації ходу пружних елементів. Здебільшого це визначає вибір тієї чи іншої схеми гідроциліндра.

Відповідність тієї чи іншої схеми гідроциліндра викладеним вимогам можна визначити шляхом дослідження їх переваг та недоліків.

Гідроциліндр двосторонньої дії [18], підключений за схемою [41] (рис. 2.1 а) простіше за конструкцією, а зусилля, що розвивається на штоку при заданому значенні тиску рідини, залежить тільки від площі поршня. Зона компенсації ходу підресореної кабіни виконана у вигляді отвору довгастої форми у отворі штока в місці його кріплення до кабіни. Однак зона вільного ходу штока негативно позначається на робочому процесі перекидання кабіни, тому що для силової взаємодії штока з кабіною необхідно виконати кілька холостих рухів рукоятки насоса, що призводить до збільшення енергетичних витрат людини.

Гідроциліндр з диференціальним поєднанням порожнин [18] (рис. 2.1 б) має інше виконання. Недолік попередньої конструкції усунений за рахунок того, що зона компенсації ходу підресорювання кабіни розташована в нижній частині гідроциліндра між двома радіальними отворами, з'єднаними перепускною трубкою. При цьому відстань між отворами визначається вільним ходом штока X гідроциліндра при коливаннях кабіни у транспортному положенні. Слід зазначити, що конструкція гідроциліндра з диференціальним поєднанням

порожнин має істотний недолік. Сутність недоліку проявляється при перекиданні кабіни.

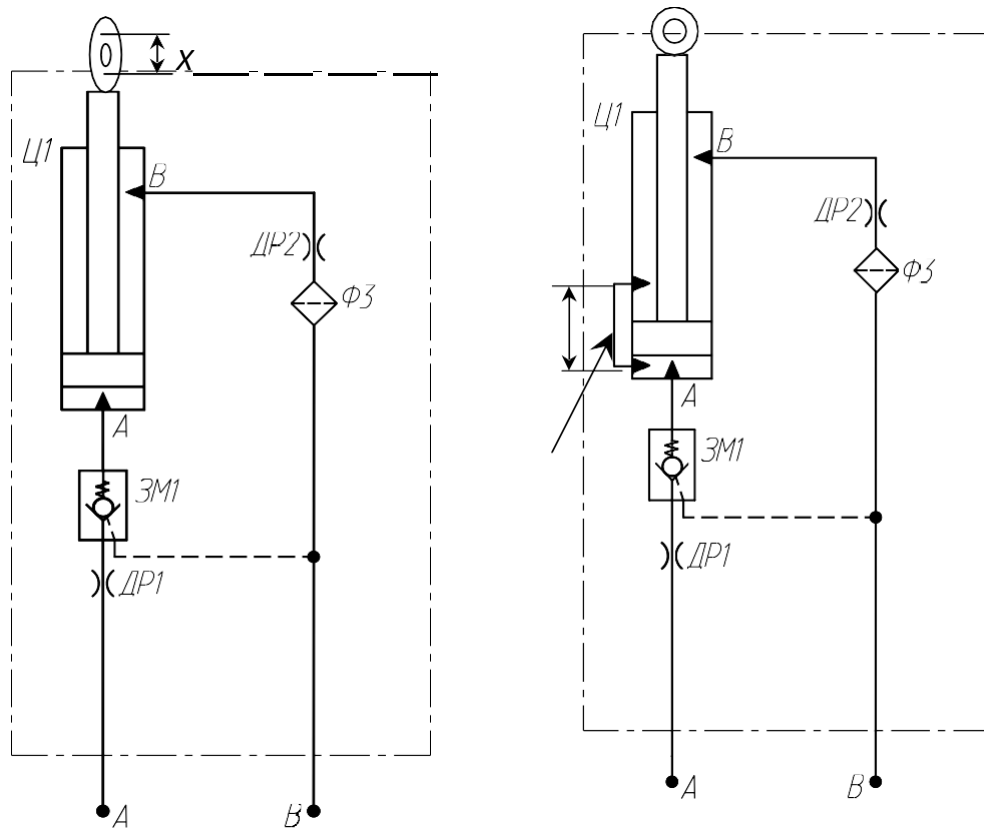


Рисунок 2.1 – Принципові гідравлічні схеми гідроциліндрів

а – гідроциліндр двосторонньої дії; б - гідроциліндр з диференціальним підключенням порожнин; ДР1, ДР2 – дроселі; ЗМ1 – гідравлічний замок; Ф3 – фільтр; А, В – місця підключення гідроциліндра до насоса; X – зона вільного ходу кабіни як її коливань; П – перепускний канал

При нагнітанні робочої рідини в гідроциліндр тиск впливає як на площу поршня, так і на площу кільця (різниця між поршневою і штоковою площами), що при однакових параметрах призводить до необхідності створення підвищеного тиску, а отже і збільшення енергетичних витрат людини.

Для виконання вимог безпеки механізму перекидання кабіни поршневу порожнину гідроциліндра оснащують гідравлічним замком поршневого типу. Також поршнева та штокова порожнини можуть оснащуватися дроселями та фільтрами (рис. 2.1, 2.2) [2].

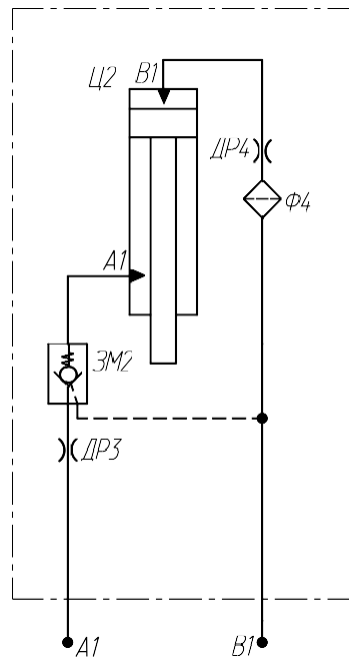


Рисунок 2.2 – Принципова гідравлічна схема гідроциліндра для підйому/опускання запасного колеса

А1, В1 – місця підключення гідроциліндра до насоса.

На стадії проектування гідравлічного механізму перекидання кабіни керуються нормативними документами [4], що визначають технічні вимоги та методи випробувань. При цьому у зазначених документах регламентується лише один ергономічний критерій – максимальне зусилля на ручці насоса. Слід зазначити, що з оцінки якості гідравлічного механізму перекидання кабіни, як елемента ергономічної системи цього недостатньо [38].

Якість механізму перекидання кабіни пропонується оцінювати за допомогою наступних критеріїв:

- зусилля на ручці насоса;
- робота, що здійснюється оператором при перекиданні кабіни;
- потужність, що розвивається оператором на рукоятці насоса при перекиданні кабіни;
- час перекидання кабіни.

При визначенні зазначених критеріїв для забезпечення ідентичності умов оцінки пропонується регламентувати частоту поворотно-поступальних рухів рукоятки насоса 1 Гц.

Перші три критерії мають граничне значення, що визначається

комфортними умовами управління процесом перекидання кабіни. Мінімальний час перекидання кабіни визначається пороговими значеннями зусилля та потужності підведеної до ручки насоса.

Аналіз механізмів перекидання кабіни зручно виконати за графічним зображенням енергетичних характеристик оператора під час перекиданні кабіни. Очевидно, що енергія, що витрачається людиною на рукоятці насоса, збільшується зі зростанням часу перекидання. При цьому оператор здійснює роботу A , яка витрачається на зміну потенційної енергії кабіни Π при її перекиданні (корисної роботи), а також на тертя (рис. 2.3).

$$A = \Pi \cdot \eta \quad (2.1)$$

$\eta_{\text{мпк}}$ - повний ККД гідравлічного механізму перекидання кабіни.

Отже, якість механізму перекидання кабіни (при однакових параметрах кабіни) визначається величиною $\eta_{\text{мпк}}$ механізму. Зважаючи на те, що на сьогоднішній день важко визначити граничне значення роботи оператора, оцінку якості механізму перекидання кабіни виконати за одним критерієм досить складно.

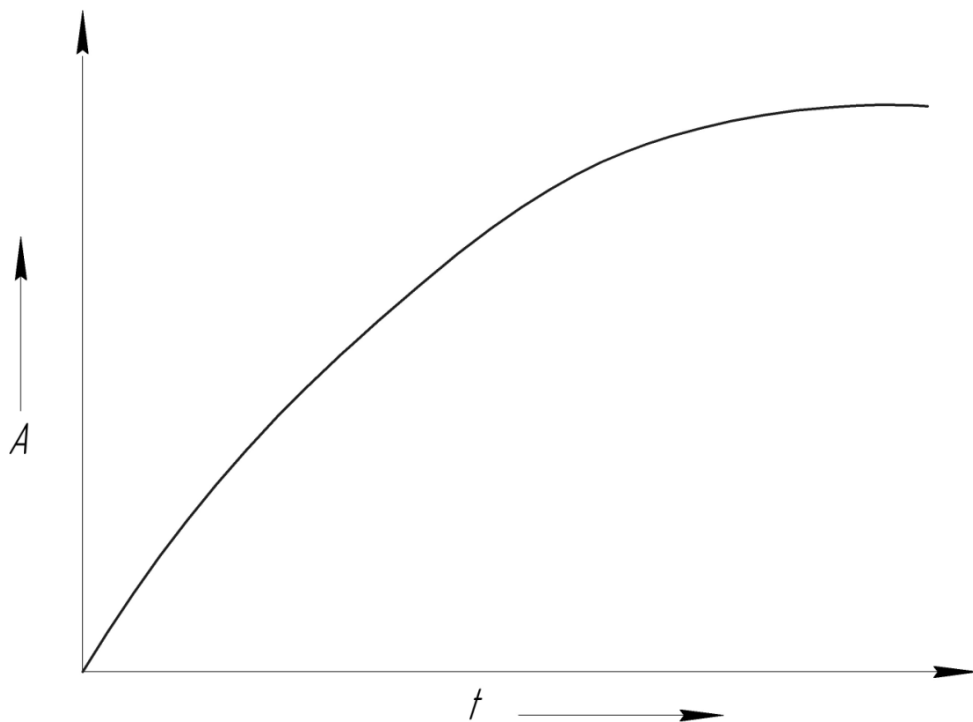


Рисунок 2.3 – Залежність енергії людини, що витрачається на рукоятці насоса від часу перекидання кабіни

Для поліпшення експлуатаційних показників механізмів перекидання кабіни, котрі знову розробляються, конструкторам необхідно ставити завдання пошуку таких параметрів механізму, які дозволяють знайти їх раціональне поєднання з метою зниження енергетичних витрат оператора. Роботу перекидання кабіни за деякий проміжок часу характеризує потужність, підведена до ручки насоса людиною. Дослідження в галузі ергономіки свідчать про те, що людина здатна короткочасно розвивати потужність 1,5 кВт та 0,33 кВт протягом декількох хвилин [14]. Довго людина здатна розвивати потужність у межах 50-60 Вт, не втомлюючись [17]. Тому якість механізму перекидання кабіни пропонується оцінювати за потужністю людини.

У зв'язку з цим розроблені області потужності людини, що розвивається, при перекиданні кабіни. Кожна область, своєю чергою, визначається пороговими значеннями потужності (рис. 2.8). У свою чергу характеристика потужності людини залежить від параметрів механізму перекидання кабіни.

2.2. Вибір основних параметрів гідравлічного механізму перекидання автомобіля

Вибір основних параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни зводиться до визначення раціонального кінематичного передаточного числа механізму перекидання кабіни, оптимального робочого тиску, площі прохідного перерізу трубопроводу та робочого об'єму насоса.

Вибір гідроциліндра виробляють з умови забезпечення на вихідній ланці зусилля, необхідного для перекидання кабіни. При цьому переміщення вихідної ланки гідроциліндра має задовольняти кінематичні параметри механізму, зокрема для забезпечення раціонального передавального числа.

Ці обмеження можна записати рівностями:

$$\begin{aligned} -L_{min}^2 &= 2 \cdot r \cdot \cos(\beta + \varphi_{min}) - a^2 + r^2 \\ -L_{max}^2 &= 2 \cdot r \cdot \cos(\beta + \varphi_{max}) - a^2 + r^2 \end{aligned} \quad (2.2)$$

де L_{min} , L_{max} - переміщення кінця штока гідроциліндра відповідно при кутах φ_{min} і φ_{max} ; $L=l_{ц}+z$ - відстань А до С при $z=0$

Функцію зусилля на штоку $F_{шт}(\varphi)$ можна знайти виходячи з умови рівноваги кабіни за різних положень вихідної ланки гідроциліндра за формулою

$$F_{шт}(\varphi) = \frac{G_k \cdot R \cdot \sqrt{a^2 + r^2 - 2 \cdot a \cdot r \cdot \cos(\varphi_n + (\beta - \varphi))} \cdot \cos(\varphi)}{a \cdot r \cdot \sin(\varphi_n + (\beta - \varphi))} \quad (2.3)$$

Аналіз функції $F_{шт}(\varphi)$ доцільно виконати, дослідивши її залежно від поєднання різних параметрів. Основними параметрами, що впливають на величину зусилля є: кут β , база a , важіль – r , початковий кут φ_n , а також координата Y_A . При дослідженні функції необхідно поставити собі за мету пошуку її найменшого аргументу в процесі перекидання кабіни. Це можливо, якщо задати деякі обмеження. Такими обмеженнями є розташування опори гідроциліндра на рамі автомобіля. У зв'язку з цим прийнято припущення, що координата Y_A може набувати значення від 0,1 м до 0,4 м. На автомобілі КамАЗ-55111 координата Y_A дорівнює 0,285 м. Базу механізму перекидання кабіни можна визначити через координату розташування гідроциліндра Y_A за виразом,

$$a = \frac{Y_A}{\sin(\beta - \gamma)} \quad (2.4)$$

Результати теоретичного дослідження можна подати у вигляді поверхонь, що відображають зміну початкового зусилля на штоку $F_{шт}$ та його ходу L від параметрів кінематики. Вони були отримані при фіксованих двох із чотирьох параметрів (рис. 2.7-2.9).

Під час аналізу отриманих результатів встановлено, що початкове зусилля на штоку $F_{шт}$ зменшується зі збільшенням параметра r нелінійно. Помітна зміна зусилля на штоку досягається при зміні параметра r в інтервалі значень від 0,2 до 0,45 м. Потім при збільшенні параметра r спостерігається незначна зміна величини початкового зусилля $F_{шт}$. Очевидно, що з міркування зменшення

початкового зусилля на штоку $F_{шт}$ гідроциліндра необхідно збільшувати параметр r . Проте при збільшенні параметра r одночасно збільшується хід штока гідроциліндра z . Зміна ходу штока гідроциліндра z від параметра r відображено на рисунку 2.7.

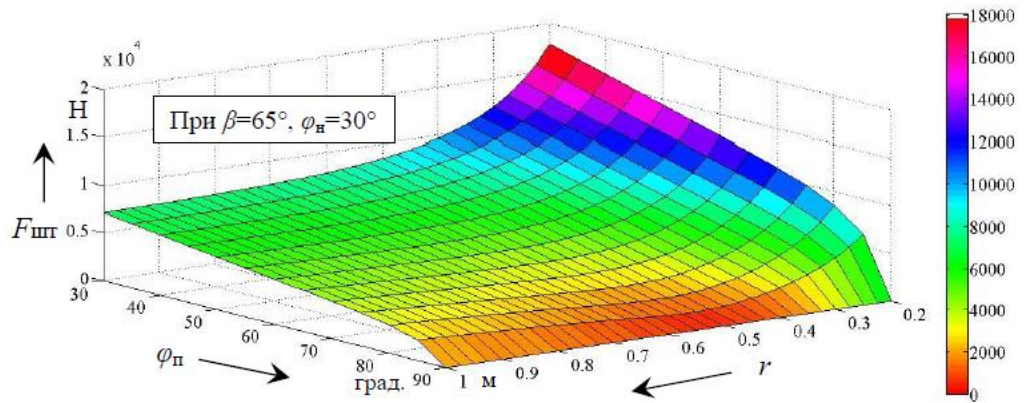


Рисунок 2.7 – Залежність зміни зусилля на штоку гідроциліндра $F_{шт}$ від важеля r і кута перекидання кабіни $\varphi_п$

При варіюванні кутом β і важелем r можлива зміна зусилля $F_{шт}$, як показано на рисунку 2.8. При аналізі отриманих результатів встановлено, що початкове зусилля на штоку $F_{шт}$ має найменше значення при деякому початковому значенні кута β . Встановлено, що при заданому параметрі $r=0,2$ м оптимальний кут $\beta=65^\circ$ (рис. 2.6). Варто зазначити, що на автомобілі КамАЗ-55111 даний параметр не перевищує значення 45° при такому ж значенні важеля r .

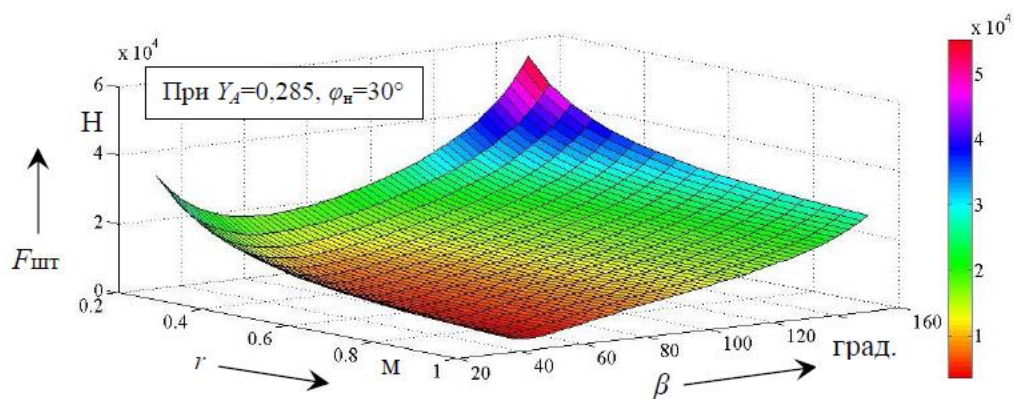


Рисунок 2.8 – Залежність зусилля на штоку $F_{шт}$ від важеля r та кута β

Вочевидь, що із збільшенням важеля r збільшується максимальний хід штока гідроциліндра z . Однак, максимальний хід штока гідроциліндра z при певному значенні r можна зменшити, встановивши важіль r під деяким початковим кутом β (рис. 2.7).

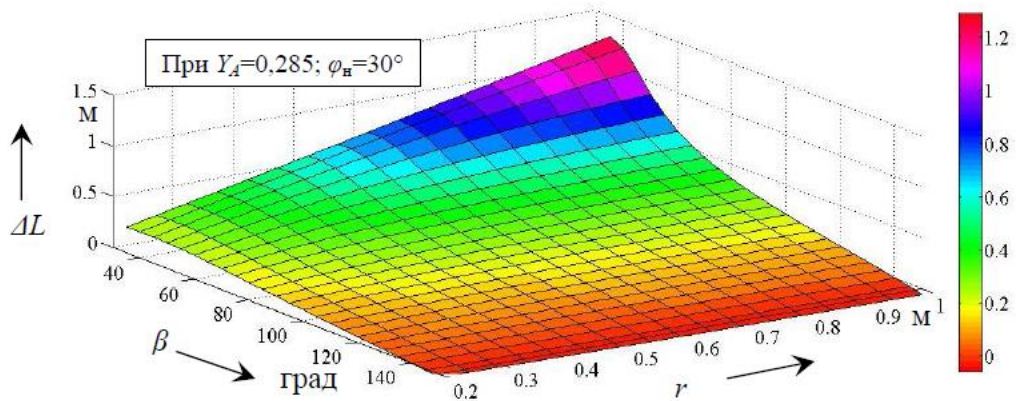


Рисунок 2.9 – Залежність максимального ходу гідроциліндра z від кута β та важеля r

Слід зазначити, що база механізму a за зміни висоти розташування нижньої опори гідроциліндра Y_A і кута β змінюється нелінійно (рис. 2.10). Рациональне значення бази досягається при кутах $65 \leq \beta \leq 100$.

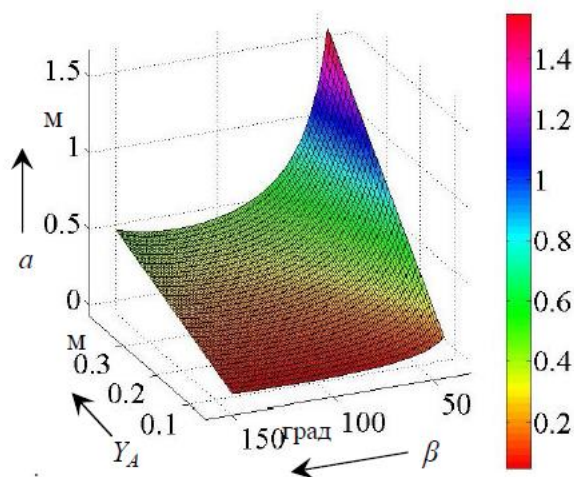


Рисунок 2.10 – Залежність бази a механізму від координати розташування опори гідроциліндра Y_A та кута β

При цьому на стадії проектування дійсне значення внутрішнього діаметра трубопроводу визначається відповідно до існуючого типорозміру трубопроводу, який регламентується відповідним державним стандартом.

2.5. Формування тренувань до розташування гідравлічного насоса з ручним приводом механізму перекидання кабіни

У першому розділі дипломної роботи було розглянуто основні вимоги до гідравлічного механізму перекидання кабіни. Там було встановлено, що існуючі вимоги не регламентують розташування органу управління (рукоятки насоса) щодо частин тіла людини. При цьому відомо [8, 16], що витрати енергії людиною під час виконання будь-якої роботи залежать від організації робочого місця. У зв'язку з цим необхідно виробити та запропонувати вимоги до розташування органу управління механізмом перекидання кабіни, базуючись на основі досліджень у галузі ергономіки. Для цього необхідно визначити, що таке робоче місце оператора.

Робоче місце оператора - це місце людини в системі, яке оснащено засобами відображення інформації, органами управління та допоміжним обладнанням, на якому здійснюється його трудова діяльність [19]. За будь-якого робочого положення оператора його поза має бути фізіологічно правильно обґрунтованою. Для цього передусім мають бути забезпечені оптимальні положення частин тіла.

Дані в роботах [8, 16, 33] свідчать про те, що при роботі з органами управління різних механізмів основну роль як здійсненню роботи з меншими трудовитратами задають такі параметри як: зусилля, що розвивається на органі управління; напрямок та швидкість переміщення. Тому для дослідження роботи людини необхідно враховувати її статичні та динамічні антропометричні характеристики.

Очевидно, що при виборі допустимої сили керування необхідно враховувати форму та спосіб захоплення рукоятки. Також необхідно враховувати, що максимальне зусилля на ручці не повинно перевищувати 350 Н [4, 42]. Проте слід пам'ятати, що постійні керуючі сили, що перевищують 150 Н, стомлюють [23, 25]. При цьому найбільша сила тяги в положенні стоячи розвивається при «тязі на себе», а розташування органу управління спереду

дозволяє використовувати найбільшу силу тяги. Крім цього максимальне зусилля розвивається на рівні плеча, при згині руки в ліктьовому суглобі під кутом $90-135^\circ$ і докладання зусилля в напрямку "на себе-від себе". У цьому робоча частота руху руки має бути трохи більше 80 хв^{-1} .

Відомо, що оператор при перекиданні кабіни здійснює зворотно-поступальні рухи рукояткою стоячи. При аналізі літературних джерел [8, 9] було встановлено, що під час роботи стоячи оптимальна зона розташування робочих органів має бути при радіусі 40 см від плечового суглоба (рис. 2.11).

Аналіз нормативних документів показав, що існуючі вимоги регламентують встановлення насоса в зоні, що забезпечує найменше забруднення в процесі руху автомобіля [4, 52, 55]. Отже, кожен виробник транспортних засобів має право вибирати місце розташування насоса на свій розсуд, зовсім не враховуючи антропометричних характеристик людини (рис. 2.11б).

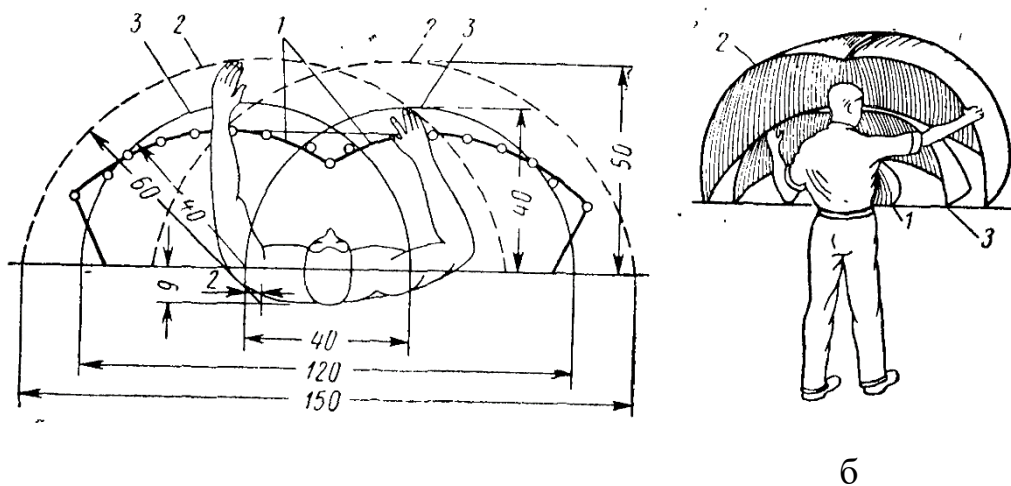


Рисунок 2.11 – Максимальна та оптимальна робочі зони рук (за Барнесом)

а – у горизонтальній площині; б – у трьох вимірах;

1 – мінімальна зона; 2 – максимальна зона; 3 – нормальна (близька до оптимальної) зона (величини вказані у сантиметрах).

У результаті при перекиданні кабіни оператор змушений приймати незручну позу (рис. 2.12 а) [42], або прикладати зусилля на рукоятці обома

руками (рис. 2.12 б) [43], що з позиції ергономіки неприпустимо.



а

б

Рис. 2.12 Процес перекидання кабіни оператором

а- автомобіля МАЗ-5440Е9 [42]; б - автомобіля Reno Magnum [43].

При огляді варіантів розташування робочого органу гідравлічного механізму перекидання кабіни на існуючих транспортних засобах виділено два варіанти (рис. 2.11), що характеризуються геометричними параметрами, представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Параметри розташування насоса з ручним приводом гідравлічного механізму перекидання кабіни на транспортному засобі

Модель транспортного засобу	Параметр А, мм	Параметр В, мм	Схема розташування
1	2	3	4
DAF XF 105.410	850	50	Рис. 2.11 б)
Reno 380 dxi	650	250	Рис. 2.11 а)
КамАЗ-55111	1250	400	Рис. 2.11 б)
MAN 9-403 Silent	750	85	Рис. 2.11 б)
Reno Magnum AE 420 ti	1200	37	Рис. 2.11 б)
Scania R730	720	250	Рис. 2.11 а)

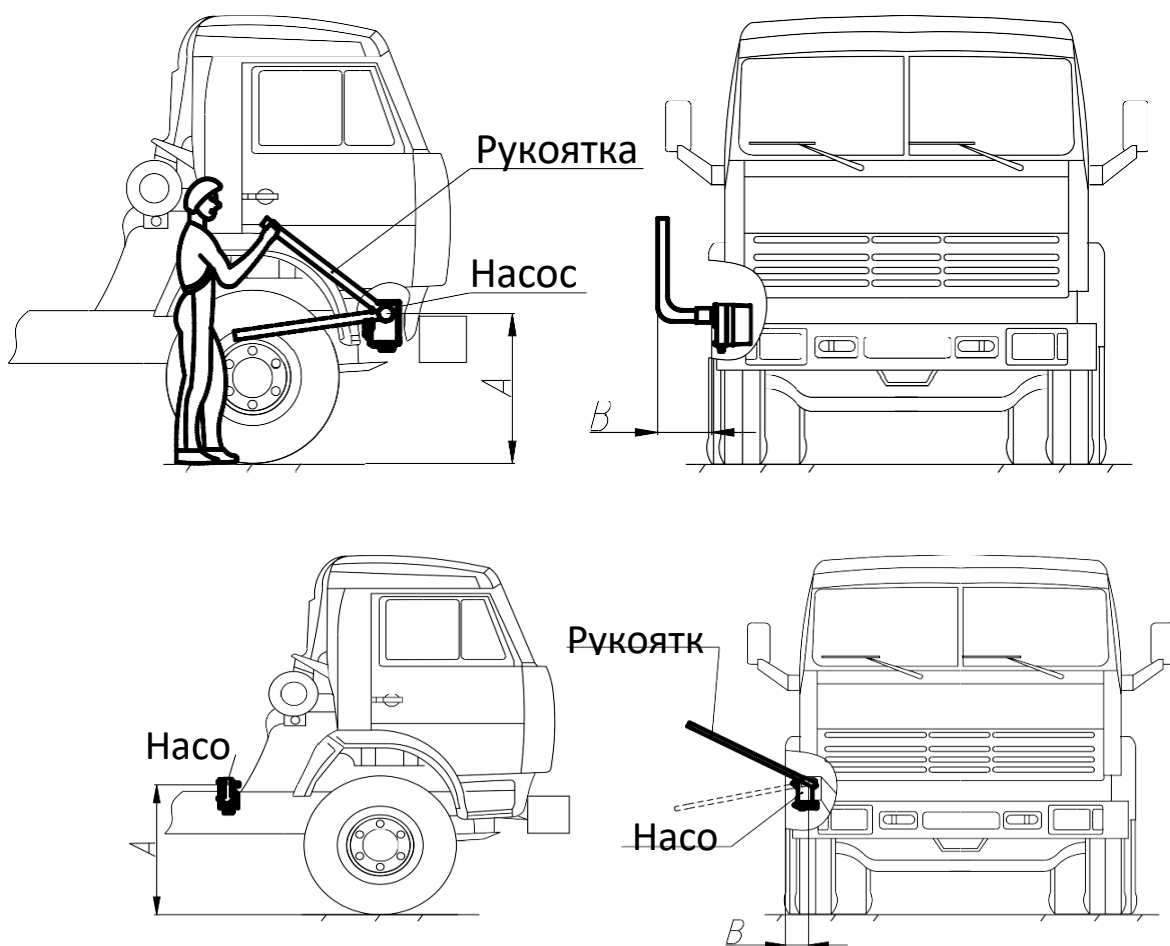


Рисунок 2.13 – Схема розташування насоса з ручним приводом гідравлічного механізму перекидання кабіни

a – у передній частині кабіни; *б* – за кабіною

Встановлено, що транспортні засоби мають або переднє розташування насоса (рис. 2.13а), або його розташування знаходиться за кабіною (рис. 2.13б).

Найчастіше зустрічається варіант, представлений рисунку 2.13б. Як відомо, оптимальна висота розташування важеля керування повинна знаходитися на відстані 105 см від опорної поверхні (рис. 2.13б) [23, 25], що дозволяє розвинути максимальний темп роботи. Якщо маніпулювання вимагає великих зусиль, то доцільно розташувати його дещо нижче за оптимальну зону, приблизно на відстані 80-95 см від підлоги. Також необхідно пам'ятати, що максимальні зусилля в положенні стоячи розвиваються на рівні плеча, а на висоті 110-120 см від підлоги робочі рухи рук найменш втомливі.

Встановлено, що довжина рукоятки насоса повинна бути в межах 600-700 мм. Ця величина обумовлена опором функціональних частин приводу насоса,

величиною шляху її переміщення, а також розташуванням важеля під певним кутом до оператора, щоб останній міг переміщати важіль з одного положення в інше рухом руки без нахилу корпусу. Рекомендований шлях переміщення рукоятки становить 300 – 350 мм [35], а кут переміщення важеля має бути не більше 50° (рис. 2.14а).

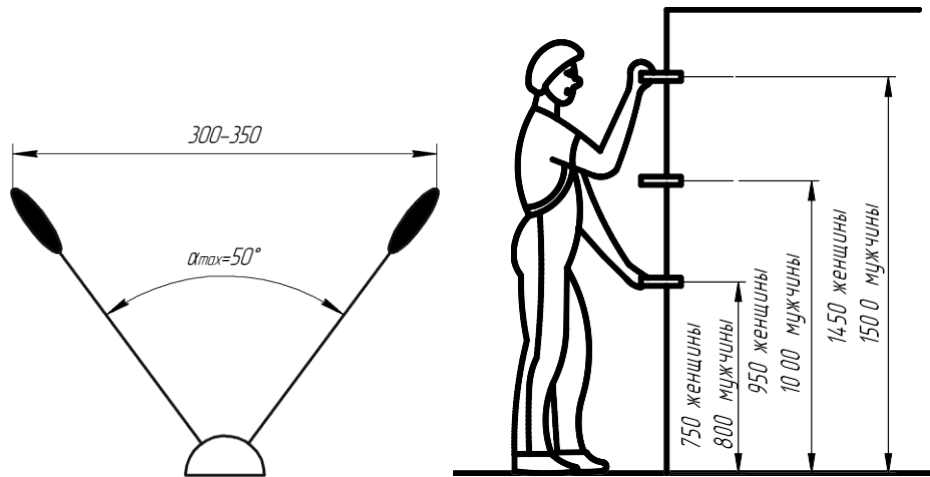


Рисунок 2.14 – Параметри розташування важеля на робочому місці
а – рекомендований хід та кут руху важеля; б – висота розміщення важелів на різних рівнях

Для вдосконалення процесу керуючого впливу людини доцільно ретельно проаналізувати всілякі місця для кріплення гідравлічного насоса на транспортному засобі, враховуючи параметри рукоятки та рекомендовані зони розташування органів керування (рис. 2.15).

Внаслідок проведеного аналізу результатів досліджень ергономіки пропонується формувати робоче місце оператора, параметри якого показано на рис. 2.15.

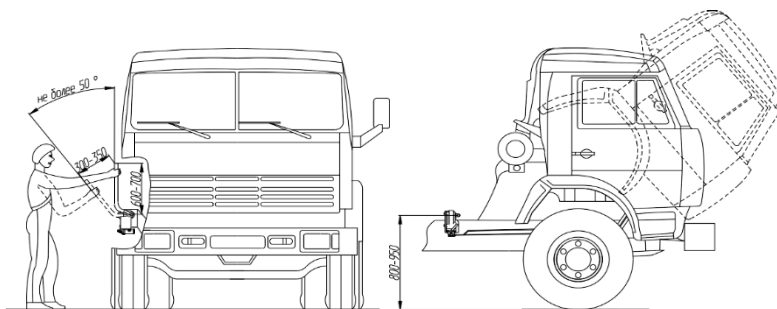


Рисунок 2.15 – Рекомендовані параметри робочого місця оператора при перекиданні кабіни

Особливу увагу необхідно приділяти формі та конструкції рукоятки. У [25] наголошується, що невдало обрана конструкція рукоятки може викликати великий локальний тиск на долоні і в результаті призведе до захворювання.

На підставі проведеного аналізу параметрів робочого місця оператора було розроблено вдосконалену конструкцію рукоятки, параметри якої представлені на рисунку 2.16. Її форма виконана з урахуванням антропометричних характеристик оператора під час роботи стоячи.

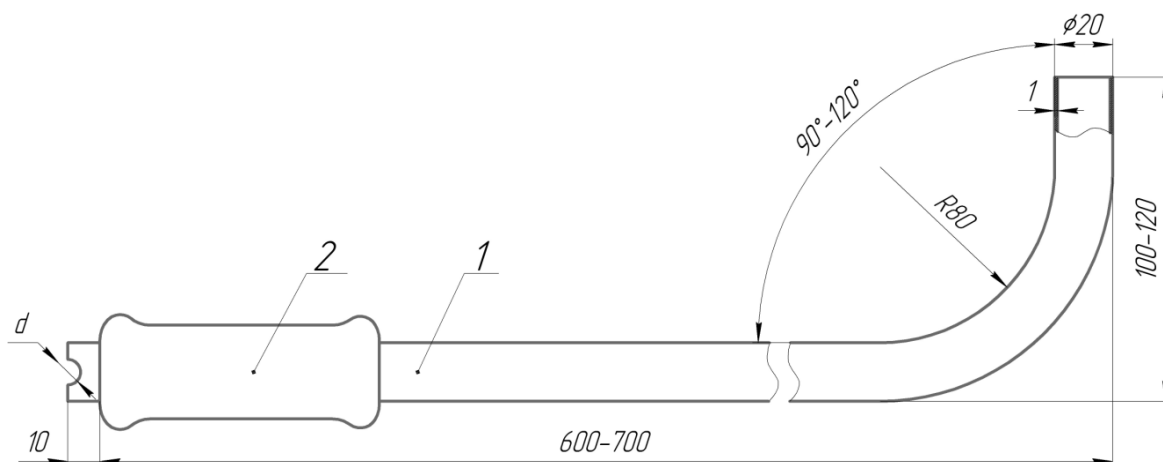


Рисунок 2.16 – Рекомендована форма та параметри рукоятки

Металева основа 1 виконується шляхом згинання відповідного радіусу одного з кінців рукоятки. При цьому кут вигину може змінюватись в межах від 90 до 120°. Це пояснюється розташуванням приводного валу насоса щодо корпусу у вихідному положенні. На іншому кінці металевої основи фіксується тримач 2, виконаний відповідно до вимог ергономіки та виготовлений з матеріалу з низьким коефіцієнтом теплопровідності. На самому кінці рукоятки виконується канавка діаметром d , що відповідає діаметру рукоятки розподільника насоса для того, щоб людина могла відповідним поворотом рукоятки вибрати потрібний режим роботи.

При проектуванні робочого місця автовиробнику необхідно пам'ятати і враховувати, що в якості оператора можуть бути люди різного віку, що мають різні силові параметри і антропометричні характеристики.

2.4. Обґрунтування параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни

Для обмеження динамічних навантажень, що діють на елементи гідроприводу механізму перекидання та зниження швидкості руху кабіни в процесі її мимовільного закидання або опускання, доцільно застосувати гальмування робочої рідини [1, 5, 11, 14].

Існують різні способи гальмування робочої рідини. Залежно від того, які характеристики гідроприводу зазнають зміни для гальмування його вихідної ланки, їх можна поділити на шість груп. Проте на практиці, найбільшого поширення набув спосіб гальмування вихідної ланки гідроциліндра шляхом зміни гідравлічного опору трубопроводу. Досягається це завдяки тому, що у трубопроводі встановлюють гідравлічний дросель. При цьому прохідний переріз дроселя має бути меншим, ніж прохідний переріз трубопроводу і може бути розрахований конкретно для кожного випадку [27]. Відомі два основних типи дроселів: ламінарний та турбулентний [34]. Для регулювання швидкості руху вихідної ланки гідроциліндра переважно використовують турбулентні дроселі.

Висновки за розділом

1. Обґрунтовано критерії оцінки якості гідравлічного механізму перекидання кабіни: зусилля на рукоятці насоса; робота, яку витрачає людина під час перекидання кабіни; потужність, яку розвиває людина під час перекидання кабіни; час перекидання кабіни. Вони дозволяють виконати оцінку експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни та витрат енергії людини на її перекидання.

2. На підставі аналізу результатів досліджень фізіологічних можливостей та антропометричних характеристик людини обґрунтовано ергономічні параметри робочого місця оператора, такі як: довжина рукоятки - 600-700 мм; хід ручки – 300-350 мм; кут руху рукоятки - трохи більше 50°;

максимальне зусилля на ручці – не більше 150 Н; потужність, яку розвиває людина, не втомлюючись – 50-60 Вт. Встановлено, що робочі рухи руки повинні виконуватися на рівні плеча, при згині руки в ліктьовому суглобі під кутом 90-135° та докладання зусилля у напрямку «на себе-від себе». Отриманий результат дозволяє сформувавши ергономічні параметри робочого місця оператора при перекиданні кабіни.

3. В результаті проведення теоретичних досліджень встановлено, що раціональний кут установки гідроциліндра $\beta=65^\circ$, а раціональне значення важеля $r=0,45$ м. Також встановлено раціональний діапазон значень робочого тиску в гідравлічному приводі 25-32 МПа та діаметра трубопроводу 5-8 мм. Дані значення параметрів отримано для гідравлічного механізму перекидання кабіни КамАЗ-55111 з урахуванням його початкових кінематичних параметрів.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРЕКИДАННЯ КАБІНИ

3.4. Принципова гідравлічна схема гідравлічного механізму перекидання кабіни з насосом з ручним приводом

Дослідження експлуатаційних параметрів, особливостей та характеристик гідравлічного механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля доцільно проводити на його математичній моделі. У свою чергу, математична модель становить умову раціонального проектування механізму перекидання кабіни, а також масово-габаритних параметрів кабіни.

Для дослідження процесу перекидання кабіни було складено принципову гідравлічну схему механізму перекидання кабіни, представлену на рисунку 3.1.

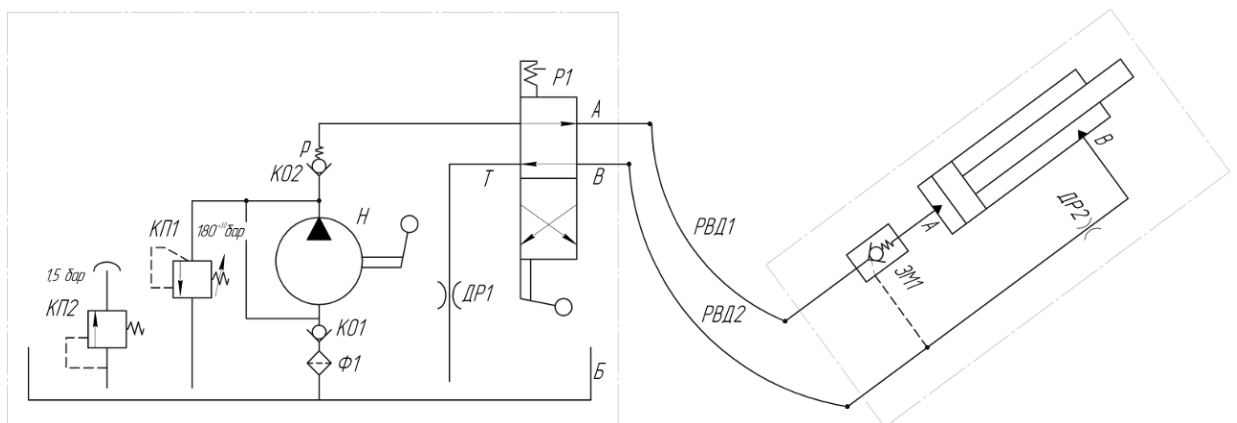


Рисунок 3.1 – Принципова гідравлічна схема механізму перекидання кабіни

Н – насос; Б – бак; КО1, КО2 – зворотні клапани; КП1, КП2 – запобіжні клапани; Р1 – розподільник; Ф1 – фільтр; Т – лінія зливу; р – лінія нагнітання; А, В – місця підключення насоса із гідроциліндром; ДР1, ДР2 – дроселі; ЗМ1 – гідравлічний замок; РВД1, РВД2 – рукави високого тиску

Як джерело тиску рідини застосовується ручний насос поршневого типу, що приводиться в дію за допомогою рукоятки безпосередньо м'язовою силою людини. Як виконавчий елемент механізму перекидання кабіни використовується гідравлічний циліндр поршневого типу двосторонньої дії.

Відповідно до принципової гідравлічної схеми механізму перекидання

кабіни складена динамічна схема гідравлічного приводу (рис. 3.2), що складається з насоса, трубопроводу та гідроциліндра. Дану схему було досліджено за допомогою системи Simulink.

3.2. Програма і методика дослідження механізму перекидання кабіни

У системі Simulink прийнято групувати моделі об'єктів та пристроїв за функціональним рівнем: джерела сигналів, моделі, що моделюються, та реєструючі пристрої. Рис. 3.2 показує основний характер фізичних та інформаційних процесів на цьому рівні.

Певний елемент фізичної системи описуються моделями, представленими у вигляді структурних схем системи Simulink, які можна використовувати для моделювання.

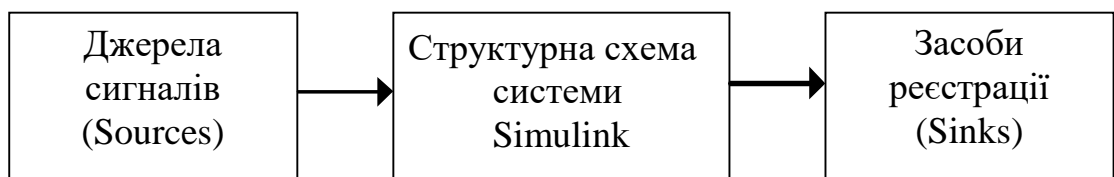


Рисунок 3.2 – Елементи моделі Simulink

Вихідний сигнал джерела є змінною, яка впливає на систему, описується як структурної схеми. Значення цієї змінної визначається деяким правилом: функцією (показовою, тригонометричною, багаточленом, зокрема константою тощо), одиничною ступінчастою функцією або функцією, що задається користувачем з використанням системи MATLAB. Моделі джерел сигналів - блоки, згруповані в бібліотеки блоків Sources (джерела сигналів). Блоки, що є моделями пристроїв для вимірювання змінних, розміщені в бібліотеках блоків Sinks (засоби реєстрації). Сукупність даних фіксується як графіків, діаграм на екрані дисплея і зберігається у файлі [8, 27, 31]. Моделі системи Simulink можуть включати один або кілька блоків з вищезгаданих груп. Можлива також побудова моделі, яка складається лише з блоків бібліотек Sources та Sinks.

Імітаційна модель гідравлічного механізму перекидання кабіни відображає послідовність передачі енергії від оператора до виконавчого пристрою при

заданому законі вхідного сигналу оператора та відомих масово-габаритних параметрів кабіни.

Всі диференціальні рівняння, які визначають характер протікання процесів у гідравлічному механізмі перекидання кабіни в системі Simulink, можна представити у вигляді блоків тієї чи іншої бібліотеки, які взаємопов'язані між собою логічною послідовністю.

Імітаційна модель розроблена у вигляді структурних блоків механізму перекидання кабіни з функціональними зв'язками (рис. 3.3).

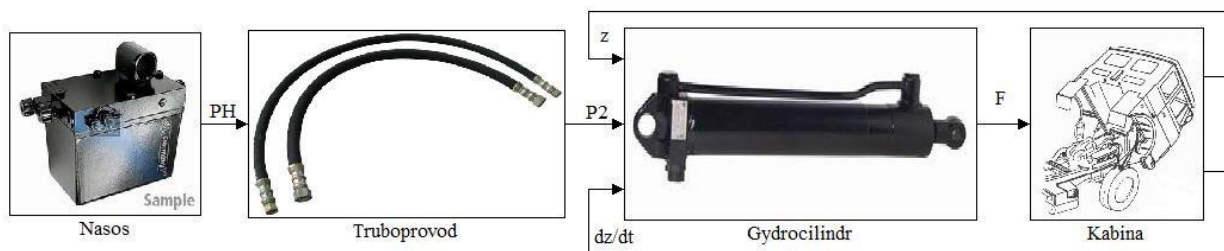


Рис. 3.3 – Структурна схема імітаційної моделі гідравлічного механізму перекидання кабіни

У блоці Nasos моделюється робочий процес поршневого насоса та вхідна дія. Зміна зусилля на рукоятці насоса має стохастичний характер, оскільки залежить від антропометричних та фізіологічних параметрів оператора. У зв'язку з цим вхідний сигнал насоса, в моделі, доцільно формувати у вигляді періодичної функції переміщення поршня насоса у при заданій частоті на приводну рукоятку насоса.

При дослідженні робочих процесів механізму перекидання кабіни прийнято, що частота на приводну рукоятку насоса зберігається постійної до положення нестійкого рівноваги кабіни. Перехід кабіни через становище нестійкого рівноваги визначається блоком Relational Operator. У разі перевищення поточного кута перекидання β значення $90,5$ градуса рух кабіни відбувається без впливу на приводну рукоятку насоса.

В цілому виконані імітаційні дослідження показали, що розроблена математична модель дозволяє на стадії попереднього проектування дозволяє виконати аналіз впливу різних параметрів на експлуатаційні показники та

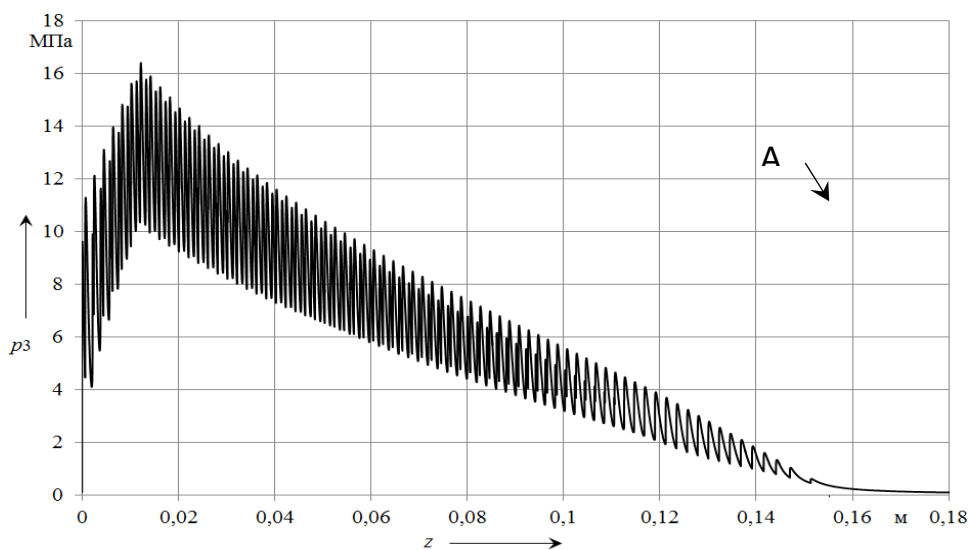
динамічні характеристики гідравлічного механізму перекидання кабіни, а також енергетичні витрати людини.

3.3. Результати досліджень тиску в гідравлічного механізму перекидання кабіни

Процес опускання кабіни в транспортне положення відбувається під дією сили тяжіння кабіни і характеризується підвищенням тиску за рахунок витіснення об'єму робочої рідини з гідроциліндра в енергоакумулятор. Цей процес відбувається за короткий проміжок часу. Це дає право стверджувати, що зміна тиску в газовій порожнині підпорядковується закону Бойля-Маріотта, а робота, що здійснюється рідиною під час заряджання акумулятора, дорівнює роботі стиснення газу, укладеного в його газовій порожнині [11].

Слід зазначити, що для опускання кабіни під дією сили тяжіння необхідно встановити кабіну під таким кутом, при якому потенційна енергія кабіни, наведена до штока гідроциліндра, була б не меншою за енергію попередньої зарядки енергоакумулятора.

Відповідно до енергетичної характеристики механізму перекидання кабіни (рис. 3.4), можна зробити висновок, для створення необхідного тиску в гідроприводі, необхідно шток гідроциліндра перемістити на величину 0,08 м.



A – становище нестійкої рівноваги

Рисунок 3.4 – Характеристика механізму перекидання кабіни автомобіля КамАЗ – 55111

При відомому значенні діаметра поршня гідроциліндра об'єм робочої рідини, що витісняється з поршневої порожнини гідроциліндра, визначається виразом

$$V_{\text{р.ж.}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} \cdot z, \quad (3.1)$$

де $d_{\text{п}}$ – діаметр поршня гідроциліндра;

z – хід штока гідроциліндра, що бере участь у зарядженні енергоакумулятора.

3.5. Геометричні та кінематичні параметри в механізмі перекидання кабіни

Аналіз геометричних параметрів показав, що геометрія механізму перекидання кабіни визначається базою та кутом її нахилу.

Для дослідження впливу кінематичних та геометричних параметрів механізму перекидання на робочий процес перекидання кабіни, було виконано аналіз існуючих конструкцій. Автором були виконані вимірювання геометричних параметрів механізму перекидання кабіни автомобілів різних виробників. Результати обмірів представлені у таблиці 3.1 (позначення див. на рис. 2.9).

Таблиця 3.1

Кінематичні параметри механізму перекидання кабіни

Модель автомобіля	X_A , мм	Y_A , мм	$l_{\text{ц}}$	r , мм	γ , град	z , мм	
						<i>min</i>	<i>max</i>
DAF-XF 95.430	600	400	920	900	56	80	500
MAN 9-403 Silent	700	380	440	370	61	65	430
Scania R 420	680	120	440	300	80	200	480
КамАЗ - 55111	285	420	330	190	34	30	200

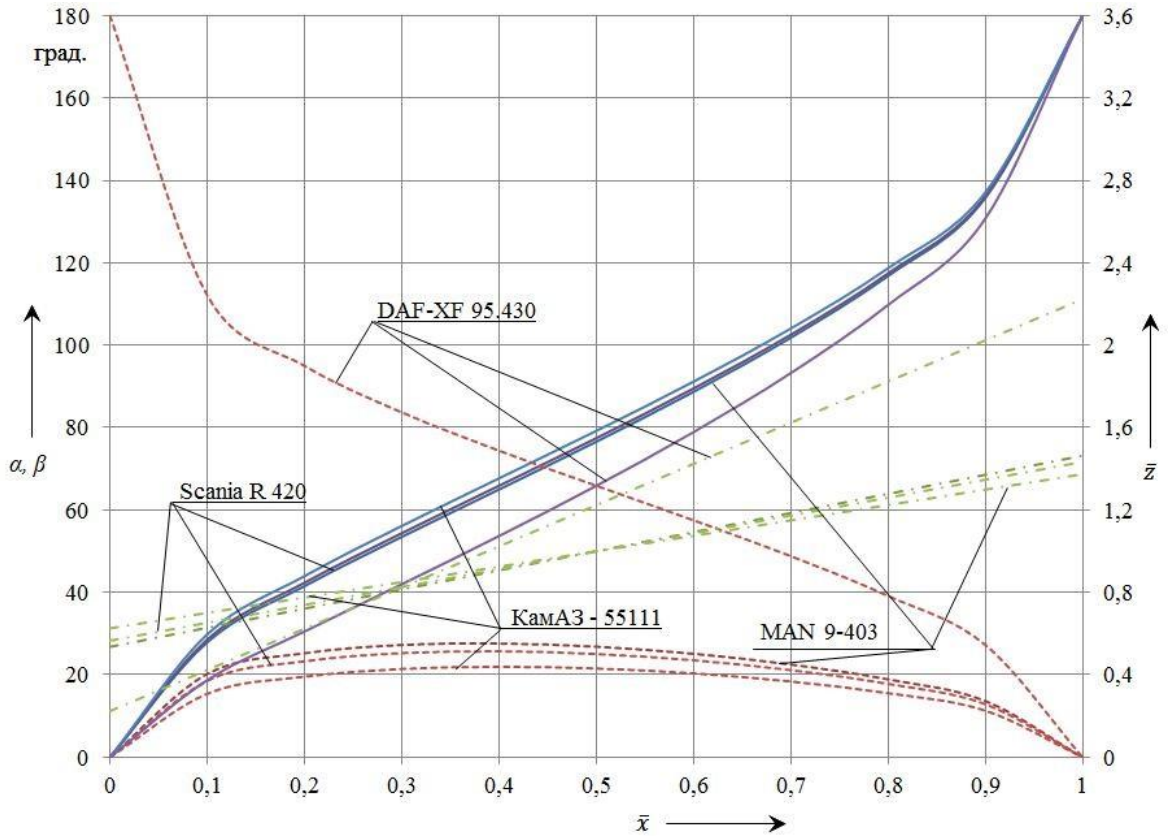


Рисунок 3.5 – Залежність геометричних параметрів механізму перекидання кабіни від x за фіксованих значень r

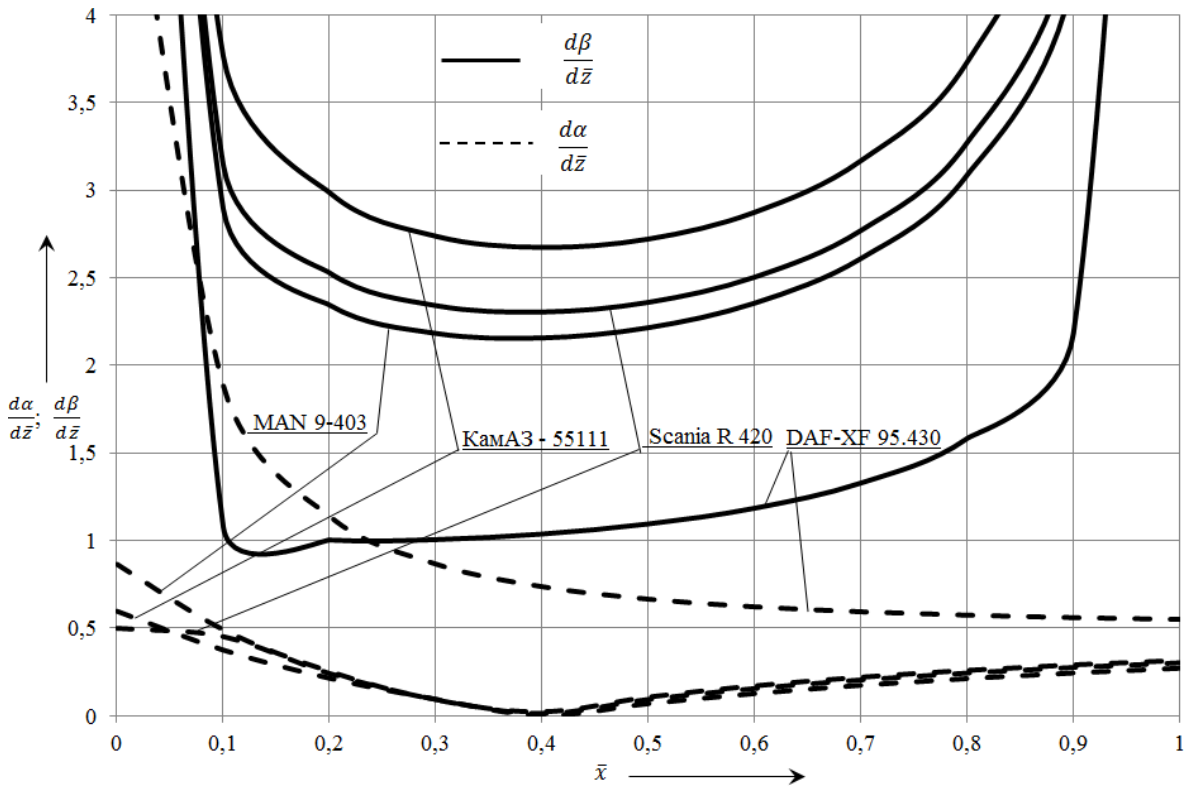


Рисунок 3.6 – Залежність кінематичних параметрів механізму перекидання кабіни від x за фіксованих значень r

Під час дослідження механізму перекидання кабіни були прийняті такі припущення:

- зазори в місцях зчленування окремих ланок механічної частини приводу, що включає в себе гідроциліндр, механічну передачу та об'єкт управління, дуже малі;
- всі ланки механічної частини приводу є абсолютно жорсткими і мають незмінні масу, положення центру мас (у системі координат, пов'язаної зі ланкою) та момент інерції щодо свого центру мас;
- впливом ваги корпусу і штока гідроциліндра нехтуємо з огляду на їх малість по відношенню до ваги кабіни.

Для дослідження динаміки процесу перекидання кабіни вага та маса рухомих частин механізму приводяться до штока гідроциліндра. Загалом механічна частина приводу наводиться до плоскої розрахункової схеми, яка представлена рисунку 2.9.

3.5. Результати експериментального дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни

Методикою проведення експериментального дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни передбачалася реєстрація в режимі реального часу наступних параметрів: зусилля на рукоятці, кута повороту приводного валу 2 насоса 1, тисків у поршневій і в штоковій порожнинах, переміщення штока гідроциліндра 7 (рис. 3.7). Фіксація перерахована суміжними вимірами $\Delta t=0,0062\text{с}$.

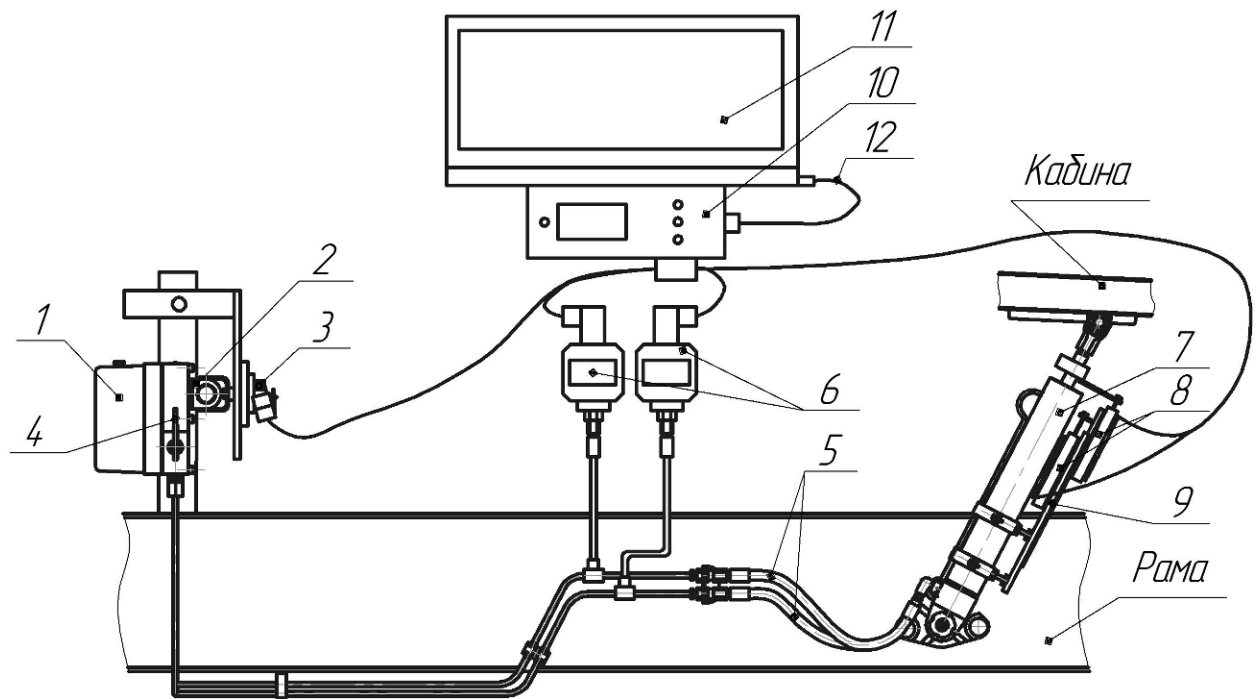


Рисунок 3.7 – Схема гідравлічного механізму перекидання кабіни з вимірювальною апаратурою та реєструючим комплексом:

1 – насос із ручним приводом; 2 - приводний вал насоса; 3 – датчик кута повороту приводного валу; 4 – рукоятка розподільника насоса; 5 – рукави високого тиску; 6 – датчики тиску; 7 – гідроциліндр; 8 – датчики переміщення штока гідроциліндра; 9 – елемент лінійного переміщення; 10 – блок обробки сигналів; 11 – ноутбук; 12 – кабель СОМ – порту.

Для вимірювання м'язового зусилля людини була розроблена спеціальна конструкція рукоятки насоса (рис. 3.8), що складається з основи 4 і важеля 1 з'єднані між собою через сережку 5. На кінці основи 4 закріпленій тензометричний датчик зусилля 2. Відстань установки датчика зусилля 1 відповідає плечу додатка навантаження рукою людини при використанні штатної рукоятки і становить 0,6 м. При цьому оператор впливає на рукоятку із зусиллям $F_ч$ на плечі $L=0,85$ м. Очевидно, що при поверненні важеля 1 у вихідне положення він намагатиметься повернутися до осі кріплення сережки 5. Для запобігання повороту важеля 1, щодо сережки 5, передбачений механічний затискач у вигляді пластикової стрічки 3.

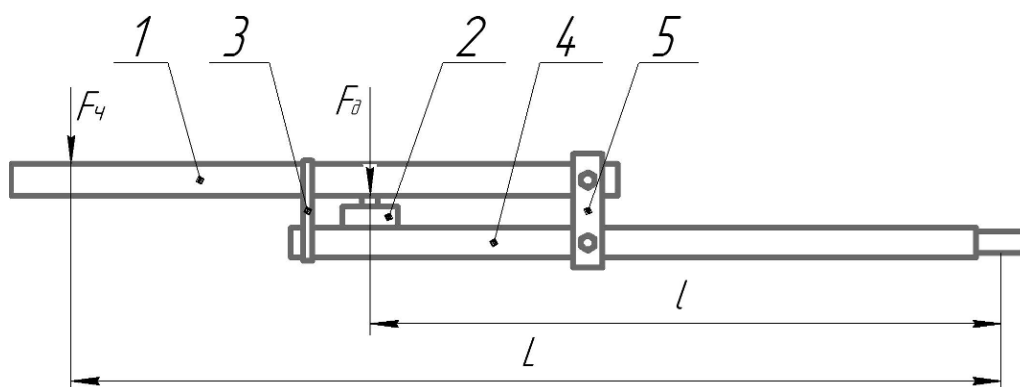


Рисунок 3.8 – Конструктивна схема рукоятки

1 – важіль; 2 – датчик зусилля; 3 – пластикова стрічка; 4 – основа; 5 – серезки;
 $F_{ч}$ – зусилля людини; $F_{д}$ – зусилля на датчику; l – відстань від осі повороту
 приводного валу насоса до точки взаємодії важеля 1 та датчика 2;
 L – відстань від осі повороту приводного валу насоса до лінії зусилля руки
 людини

В результаті проведення експерименту та обробки даних з датчика зусилля було отримано навантажувальні характеристики, представлені на рис. 3.9. З навантажувальних характеристик видно, що в автомобілі КамАЗ – 55111 максимальне значення зусилля на рукоятці насоса становить 200-210 Н, а процес перекидання кабіни до зони нестійкої рівноваги триває 130-150 с.

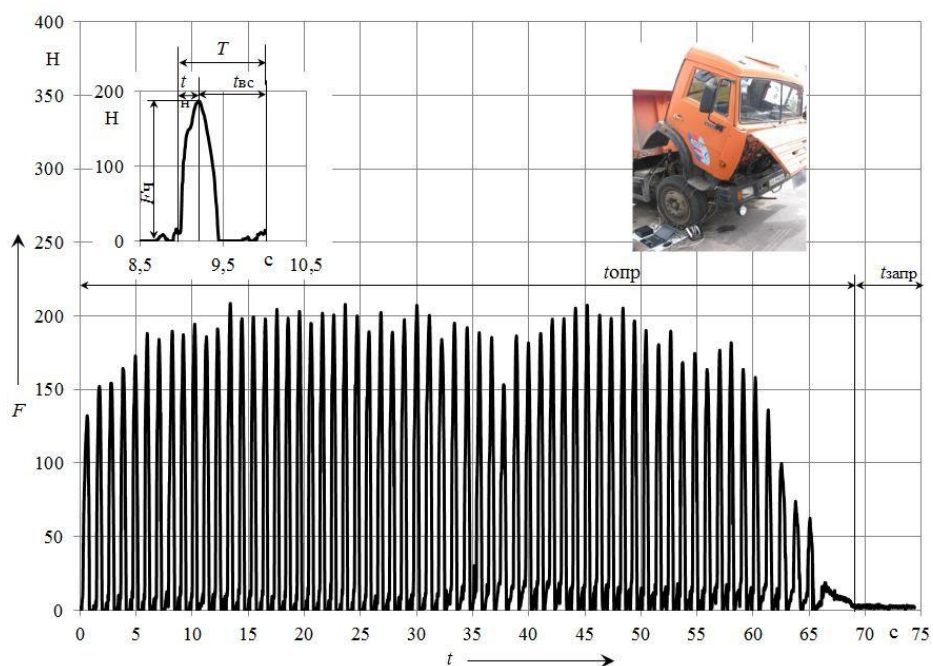


Рисунок 1.10 – Експериментальна характеристика залежності зусилля на рукоятці ручного насоса від часу перекидання кабіни автомобіля КамАЗ - 55111

Висновки за розділом

1. Розроблена імітаційна модель дозволяє досліджувати експлуатаційні властивості та динамічні характеристики гідравлічного механізму перекидання кабіни, а також оцінити витрати енергії людини.

2. З навантажувальних характеристик видно, що в автомобілі КамАЗ – 55111 максимальне значення зусилля на рукоятці насоса становить 200-210 Н, а процес перекидання кабіни до зони нестійкої рівноваги триває 130-150 с.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Структурно функціональний аналіз процесів експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни

Під час експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни на оператора діють різноманітні середовища: механічні (тиск робочої рідини), хімічні (мастило у баку), електричні (електропроводи живлення, електросхеми). Оператор реагує на зовнішні впливи за умови, що вони не перевищують допустимих рівнів і тривалості. За межами цих рівнів і тривалості може виникати пошкодження організму, яке за певних умов кваліфікують як нещасний випадок, травма.

Процес експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни за допомогою спеціального обладнання характеризується певною травмо- та аварійною небезпекою, яка може вплинути на стан здоров'я оператора машини. Стан безпеки праці на робочому місці оператора, значним чином впливає на використання робочого часу і на результати роботи. Тому, створення безпечних умов праці на робочу місці є одним із шляхів підвищення ефективності роботи.

Чинники травмонебезпечних та аварійних ситуацій характеризуються певними особливостями, що зумовлюють формування умов та підвищення ймовірності виникнення нещасних випадків на виробництві. Для їх аналізу потрібно проаналізувати види операцій, що відбуваються під час експлуатації гідропідсилювача керма.

Для приводу гідронасоса безперервно подається робоча рідина під тиском (спеціальне мастило), яка або повертається назад у бачок, або подається в одну з робочих порожнин силового циліндра через трубопроводи. Інша порожнина при цьому з'єднана через зливну магістраль з резервуаром.

Таким чином під час роботи внаслідок різних подій можуть виникати різні шкідливі і небезпечні чинники 1) ймовірний розрив гідропроводу та ураження олією під тиском; 2) механічне травмування рухомими елементами агрегатів у

т.ч. приводом; 3) підвищена чи знижена температура повітря робочої зони; 4) підвищений рівень шуму на робочому місці та ін.

4.2. Умови і обставини виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідки

Під час експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни виникають різні небезпечні чинники, які можуть негативно вплинути на життя та здоров'я працівників за умови недотримання правил техніки безпеки.

Для запобігання механічного травмування, зменшення впливу шуму потрібно проаналізувати розвиток процесів формування і виникання травмонебезпечних та аварійних ситуацій.

Небезпечні зони обладнання повинні бути недоступні для випадкового попадання в них частин одягу чи тіла оператора, тобто огорожені або захищені огороженнями з відповідним фарбуванням.

Розглянемо найбільш поширені ймовірні ситуації, які можуть призвести до травмувань за умови порушення обслуговуючим персоналом вимог безпеки табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Аналіз процесів формування травмонебезпечних ситуацій

Вид роботи, виробничий підрозділ	Виробнича безпека			Можливі наслідки	Заходи запобігання
	Небезпечна умова НУ	Небезпечна дія НД	Небезпечна ситуація НС		
Експлуатація гідропідсилювача. Блок-схема	<p>НУ₁ – гідропідсилювач не обладнаний захисним пристроєм; НУ₂ – перебування оператора у зоні дії важелів.</p> <p>НУ₁ → НУ₂ →</p>	<p>НД₁ – повертання керма;</p> <p>НД₂ →</p>	<p>НС – різкий рух важеля.</p> <p>НС →</p>	<p>Т – травма;</p> <p>Т</p>	<p>Розробка і впровадження захисних пристроїв згідно вимог охорони праці. Контроль безпеки машини перед роботою.</p>

Ремонт і обслуговування гідропідсилювача	НУ – агрегати необладнані захисними і обгороджуючими пристроями НУ →	НД – ввімкнення агрегатів в роботу без попередження НД →	НС – нанесення травми оператору НС →	Т – Травма. Т	Розробити захисні конструкції, проводити інструктажі з техніки безпеки.
--	---	---	---	------------------	---

Ураження електричним струмом виникає в результаті несправностей діагностичного обладнання, або під час неправильної його експлуатації. Під дією цього чинника може відбутися ураження обслуговуючого персоналу. Для запобігання цьому необхідно вчасно проводити перевірки стану електрообладнання та заземлення.

Під час процесу обслуговування обладнання може відбутися випадкове вмикання електродвигуна, за умови якщо частини одягу чи тіла перебувають у небезпечній зоні обертових чи рухомих частин може виникнути небезпечна ситуація, яка за певних умов і обставин може спричинити травмування.

У робочій зоні під час обслуговування гідравлічного механізму перекидання кабіни також може бути утворення випарів робочої рідини, відповідно для уникання загазованості робочої зони необхідна витяжка або вентиляція приміщення.

Відповідно у процесі роботи гідравлічного механізму перекидання кабіни за певних умов і небезпечних дій, можуть виникати різні травмонебезпечні та аварійні ситуації, їх аналіз дає змогу розробити ефективні заходи запобігання – організаційні (навчання, інструктажі, перевірка знань, перевірка заземлення, контроль безпечності техніки та ін.), технічні (розробка і встановлення захисних огорожень, встановлення захисних засобів від ураження струмом, перевірка і за потреби влаштування вентиляції та ін.).

4.3. Розробка логічно-імітаційної моделі процесу виникнення травм під час експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни

У процесах формування, виникнення небезпек та аварій чи виробничих травм випадкові події, що утворюють аварійну або травмонебезпечну ситуацію, пов'язані між собою причинно-наслідковими зв'язками. В них є початкові, проміжні та кінцеві події.

Початкові події (небезпечні умови, небезпечні дії) виявляють у процесі обстеження об'єктів виробництва, а проміжні та кінцеві входять до схеми на основі аналізу можливих варіантів перебігу подій.

Методика побудови логічно-імітаційної моделі є наступною. За наявності домінуючого явища (події) – травми внаслідок удару важеля розпочинають побудову моделі (“дерева подій”). Використовуючи оператори “і” та “або”, аналізують набір ситуацій, які можуть призвести до головної події.

Визначають травмонебезпечні ситуації та їх кількості, що можуть мати місце в процесі, визначають ще й інші події, що входять до кожної такої ж ситуації, логічним аналізом із застосуванням операторів. Процес побудови моделі триває, поки не будуть знайдені основні базові події, що визначають межу моделі. Наприклад, базова подія “стан контролю з охорони праці”. Для визначення ймовірності необхідно встановити, наскільки (у відсотках) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об'єкті. Якщо буде встановлено, що такий рівень контролю становить 20% або 30%, то ймовірність відповідно дорівнює 0,2 і 0,3.

Після встановлення ймовірності всіх подій, розміщених у ромбах, і базових подій, починаючи з лівої нижньої гілки “дерева”, позначають номерами випадкові події, що увійшли до моделі (рис. 4.1).

Побудована логіко-імітаційна модель процесу, формування і виникнення аварій та травм містить базові події з певним значенням ймовірності його виникнення (табл. 4.2).

Таблиця 4.2

Значення ймовірностей випадкових подій

№ п/п	Назва події	Ймовірність
-------	-------------	-------------

1.	Стан контролю з охорони праці	$P_1 = 0,3$
2.	Професійний рівень оператора	$P_2 = 0,25$
3.	Досвід оператора	$P_4 = 0,15$
4.	Стан контролю з охорони праці	$P_5 = 0,05$
5.	Стан оператора	$P_6 = 0,2$
6.	Досвід роботи	$P_{7.1} = 0,15;$

Розглядаємо травмонебезпечну ситуацію, що виникає за умови травмування оператора важелями чи приводом насоса, а також визначаємо ймовірності виникнення подій, що формують логіко-імітаційну модель процесу і призводить до травми (рис. 5.1).

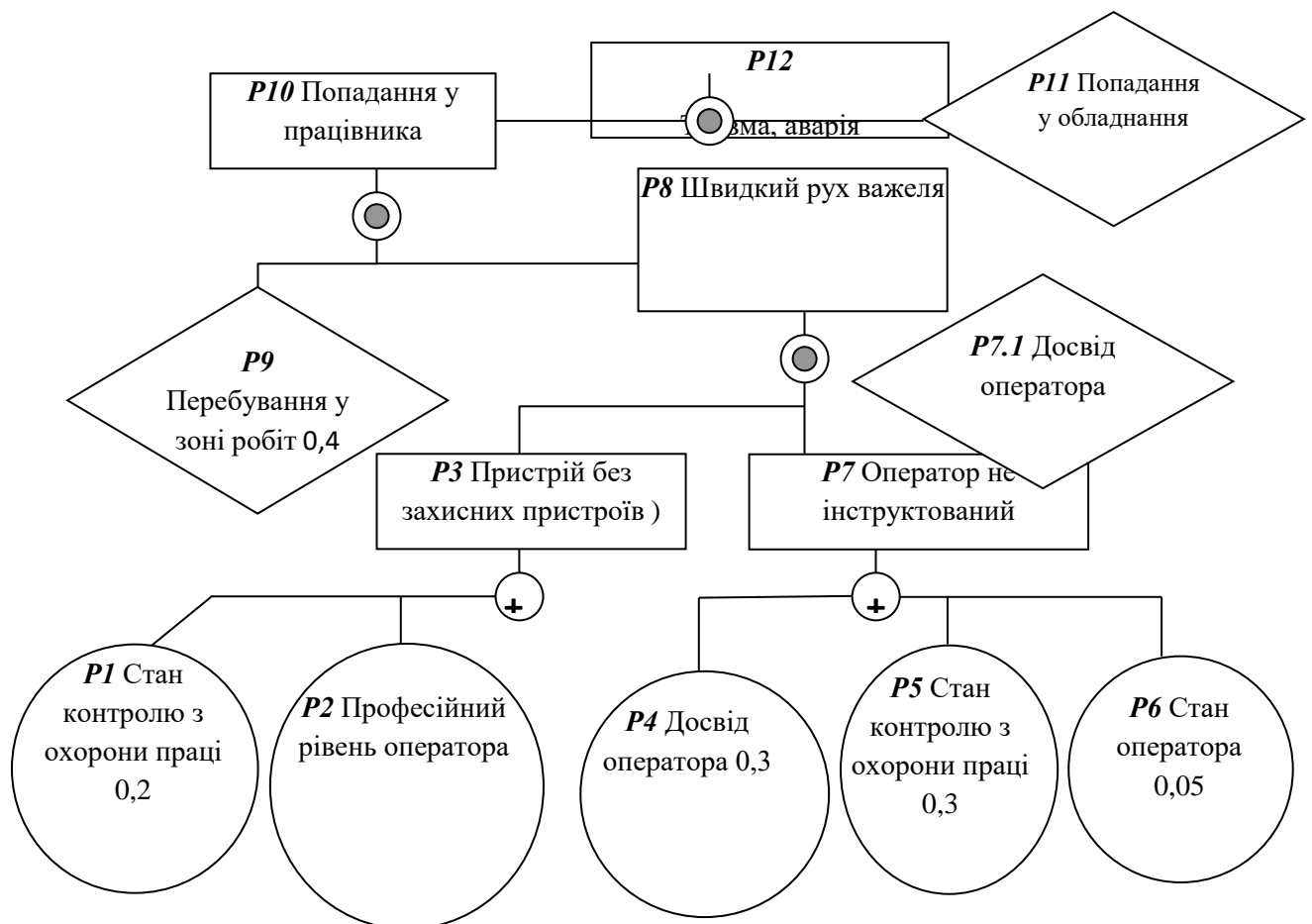


Рисунок 4.1 – Логіко-імітаційна модель процесу формування та виникнення аварій і травм під час експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни (матриця логічних взаємозв'язків між окремими подіями травмонебезпечної ситуації).

Ймовірність виникнення подій $P_3 - P_{12}$ визначають за відомими формулами булевої алгебри, які відображають ймовірності настання чи не настання травмонебезпечних подій [19]. За розрахунками ймовірність виникнення травми оператора під час експлуатації лабораторного стенда гідропідсилювача керма становить $P_{12} = 0,000025$, тобто на 100 таких робочих місць може виникати приблизно 0,0025 травм, тобто ймовірність настання травм досить низька для конкретного стенду.

Дослідження аварій і травм за принципом “логіко-імітаційної моделі”, та обґрунтування заходів безпеки праці, дають змогу знизити ймовірність виникнення аварійних та травмонебезпечних ситуацій.

4.4. Безпека в надзвичайних ситуаціях

На території підприємства можливе виникнення небезпечних природних явищ і процесів геологічного, гідрогеологічного та метеорологічного походження. До них належать зливи, град, сильні вітри, снігопади та ожеледі, урагани тощо.

Стихійні лиха виникають раптово і носять надзвичайний характер. Вони можуть руйнувати будівлі, споруди, знищують цінності, порушують процес виробництва і шкодять людям. Стихійні явища, як правило, виникають у комплексі, що значно посилює їх негативний вплив. Небезпечні природні явища, в основному, визначаються проявом трьох груп факторів - ендегенних, екзогенних та гідрометеорологічних процесів.

До техногенних надзвичайних ситуацій на території закладу, і які можуть відбуватись у регіоні належать: транспортні аварії, аварії під час обслуговування техніки, обладнання, несправності у електричних підстанціях, пожежі тощо.

Для реагування на надзвичайні ситуації природного, техногенного та соціально-політичного характеру у державі функціонує Державна служба України з надзвичайних ситуацій.

Основними завданнями служби є: реалізація державної політики з цивільного захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій, запобігання їх виникненню, ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій, рятувальної справи, тощо.

Державна служба України з надзвичайних ситуацій виконує низку завдань щодо керівництва діяльністю єдиної державної системи цивільного захисту; формує проекти планів у сфері цивільного захисту і подає їх Міністрові внутрішніх справ для розгляду Кабінетом Міністрів України, організовує планування заходів цивільного захисту центральними та місцевими органами виконавчої влади; завчасно готує органи управління функціональних і територіальних підсистем єдиної державної системи цивільного захисту та їх ланок до кваліфікованих дій у разі виникання надзвичайних ситуацій; також служба забезпечує разом з відповідними органами та підрозділами цивільного захисту, місцевими держадміністраціями контроль за готовністю зазначених споруд до використання за призначенням; здійснює заходи щодо впровадження інженерно-технічних заходів цивільного захисту, радіаційного і хімічного захисту, координує та контролює заходи захисту населення і територій у разі виникнення радіаційних аварій та надзвичайних ситуацій, пов'язаних із виливом (викидом) небезпечних хімічних речовин та ін.

Висновки за розділом

1. Під час обслуговування і діагностики гідравлічного механізму перекидання кабіни слід застосовувати найменшу кількість ручних робіт, що значно зменшує ймовірність виникнення аварій, травм та небезпечних ситуацій під час виконання певних операцій;

3 Під час оцінки рівня небезпеки виникнення аварій та травм в процесі експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни побудовано логічно-імітаційну модель, яка дозволяє передбачити усі потрібні заходи безпеки.

РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ефективність від використання гідравлічного механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля визначається його практичною значимістю та зниженням витрат енергії людини на основі енергетичного балансу системи «людина-машина» і бути оцінена з окремих сторін: економічної, науково-технічної, експлуатаційної.

Виробничі затрати на удосконалення серійних конструкцій гідравлічного механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля виправдовуються тим, що завдяки цьому поліпшуються його експлуатаційні показники, оскільки знижуються витрати енергії людини при перекиданні кабіни, що в умовах зростання її маси набуває особливого значення та актуальності. Ці показники, насамперед, пов'язані з тим, що покращуються такі критерії оцінки якості гідравлічного механізму перекидання кабіни: зусилля на ручці насоса; робота, яку людина витрачає при перекиданні кабіни; потужність, яку людина розвиває при перекиданні кабіни; час перекидання кабіни.

Разом з цим, для достовірної енерго-економічної оцінки запроектованих технічних рішень, направлених на вдосконалення експлуатації гідравлічного механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля та викликають його незначне подорожчання, наразі потрібно провести самостійне дослідження. Через це ефективність отриманих даних можна оцінити тільки з позицій пониження витрат за проектування зазначеного механізму.

Використання методики встановлення показників ефективності гідравлічного механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля дозволяє скоротити час на отримання розрахунків під час його проектування в 2.5 - 3 рази.

Таким чином, використання зазначеної методики уможливилює скорочення витрат під час проектування автомобілів багатоцільового призначення. Техніко-економічний ефект може становити близько 0,4% вартості автомобіля.

Висновки за розділом

1. Удосконалення серійних конструкцій гідравлічного механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля виправдовуються тим, що завдяки цьому поліпшуються його експлуатаційні показники, оскільки знижуються витрати енергії людини при перекиданні кабіни, що в умовах зростання її маси набуває особливого значення та актуальності.

2. Техніко-економічний ефект може становити близько 0,4% вартості автомобіля.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломній роботі вирішено науково-практичне завдання покращення експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни шляхом зниження енергетичних витрат людини. Основні результати, отримані під час дослідження, полягають у наступному.

1. В результаті аналізу науково-технічної літератури, а також технічних вимог та експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни встановлено, що:

- маса кабіни транспортних засобів категорії N, за останні 30 років, збільшилася на 31,3%;

- існуючі технічні вимоги не дозволяють повною мірою оцінити витрати енергії людини на перекидання кабіни та не регламентують вимоги до робочого місця оператора;

- в процесі перекидання кабіни людина здійснює від 60 до 220 зворотно-поступальних рухів рукояткою насоса з максимальним зусиллям на ній 400 Н (короткочасно 600 Н).

Для поліпшення експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни доцільно знижувати витрати енергії людини при перекиданні кабіни, що в умовах зростання маси кабіни набуває особливого значення та актуальності.

2. Обґрунтовано такі критерії оцінки якості гідравлічного механізму перекидання кабіни: зусилля на ручці насоса; робота, яку людина витрачає при перекиданні кабіни; потужність, яку людина розвиває при перекиданні кабіни; час перекидання кабіни.

Отримані критерії дозволяють виконати оцінку витрат енергії людини під час перекидання кабіни.

3. На підставі аналізу результатів досліджень фізіологічних можливостей та антропометричних характеристик людини, обґрунтовано ергономічні параметри робочого місця оператора, зокрема: довжина рукоятки –

600-700 мм; хід ручки – 300-350 мм; кут руху рукоятки - трохи більше 50° ; зусилля на ручці – не більше 150 Н; потужність, яку витрачає людина, не втомлюючись – 50-60 Вт. Також встановлено, що максимальне зусилля розвивається на рівні плеча, при згині руки в ліктьовому суглобі під кутом $90-135^\circ$ і докладання зусилля в напрямку "на себе-від себе".

Отриманий результат дозволяє сформувати ергономічні параметри робочого місця оператора при перекиданні кабіни.

4. В результаті проведення теоретичних досліджень встановлено, що раціональний кут установки гідроциліндра $\beta=65^\circ$; а раціональне значення важеля $r=0,45$ м. Також встановлено раціональний діапазон значень робочого тиску в гідравлічному приводі 25-32 МПа та діаметра трубопроводу 5-8 мм. Зазначені параметри отримані для автомобіля КамАЗ-55111 з урахуванням початкових кінематичних параметрів.

5. Удосконалено методику визначення раціональних параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни, яка відрізняється від відомої тим, що базується на результатах аналізу енергетичного балансу системи «людина-машина».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Слободянюк М. Е. Розвиток теоретичних основ підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту в складних виробничих системах: дис. ... д-р техн. наук: 05.22.20 / Держ. у-т інфраст. та техн. Київ, 2020, 378 с.
2. Juściński, S. A survey on the structure of servicing activities carried out within the technical maintenance services of farm vehicles and machines. *Electronic Journal of Polish Agricultural Universities*. 2012. Vol. 15(4). P.132-148
3. Маулевич В. О. Визначення основних діагностичних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Одес. нац. морс. ун-т. Одеса. 2020. 149 с.
4. Полянський О.С. Формування властивостей надійності автотракторних двигунів у гарантійний і післягарантійний періоди експлуатації: дис. ... докт. техн. наук: 05.22.20 / Харківський нац. авт.-дор. університет. Харків. 2014. 381с.
5. Repin, S., Evtulov, S., Rajczyk, J. Optimizing the service life of plant machinery and vehicles using information system for management of engineering status. *Architecture and Engineering*. 2016. Vol. 1(2). P. 53-57.
6. Daniyarovich, B. D. Creation and organization of a system of branded technical service for agricultural machines. *international journal of discourse on innovation, integration and education*. International journal of discourse on innovation, integration and education. Karshi. Karshi branch of the Tashkent institute of irrigation and agricultural mechanization engineers. 2020. Vol. 1. №4. С. 120-124.
7. Rybacki, P. The research of the quality of agricultural machines technical service by servqual method. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2011. Vol. 56, № 2. С. 122-143.
8. Osuch, A., Osuch, E., Rybacki, P., Przygodziński, P., Kozłowski, R., Przybylak, A. A decision support method for choosing an agricultural machinery service workshop based on fuzzy logic. *Agriculture*. 2020. Vol. 10(3). С. 76 – 84
9. Filipczyk, J., Madej, H. The application of on-board diagnostics systems for assessing the technical state of automotive vehicles. *Journal of KONES*. 2010. Vol.

17, P. 99-104.

10. Dalla Vedova, M. D., Berri, P. C. Optimization techniques for prognostics of on-board electromechanical servomechanisms affected by progressive faults. *International Review of Aerospace Engineering (I. RE. AS. E)*. India. Indian Institute of Technology Kanpur. 2019. Vol. 12(4). P 160-170

11. Voronov, V. S., Rouban, A. I. Identification of models using analog sensitivity functions. In *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1679. No. 3. P. 032-045

12. Цимбал, С. В., Біліченко, В. В., Крещенецький, В. Л., Мальченко, В. Ю. Вдосконалення методики формування потужності зони поточного ремонту автомобілів. *Наукові нотатки*. 2018. Вип. 62. С. 44-47.

13. Дубінін, Є. О., Клец, Д. М., Холодов, А. П., Слинченко, І. В. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних машин. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. Вип. 2(88). 2020. С. 56-60

14. Ermakova, O. V., Kaloshina, M. N., Dianova, E. V. Management of innovative projects over the life cycle of distributed aviation systems. *Russian Engineering Research*. 2019. Vol. 39(5), P. 439-442.

15. Filipczyk, J., Madej, H. The application of on-board diagnostics systems for assessing the technical state of automotive vehicles. *Journal of KONES*. 2010. Vol. 17, P. 99-104.

16. Салмин В.В. Обоснование эвристического метода оценки элементов системы ВАДС. *Транспорт Урала*. 2011. №4. С. 12–16.

17. Dalla Vedova, M. D., Berri, P. C. Optimization techniques for prognostics of on-board electromechanical servomechanisms affected by progressive faults. *International Review of Aerospace Engineering (I. RE. AS. E)*. India. Indian Institute of Technology Kanpur. 2019. Vol. 12(4). P 160-170

18. Voronov, V. S., Rouban, A. I. Identification of models using analog sensitivity functions. In *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1679. No.

3. P. 032-045

19. Аулін В.В., Гриньків А.В. Прогнозування технічного стану систем і агрегатів засобів транспорту на основі класифікації діагностичних часових рядів з пам'яттю. Матеріали XI Міжнар. наук.-практ. конф. Проблеми конструювання, виробн. та експлуатації сільськогосп. техніки. Кропивницький: ЦНТУ. 2017. С.153-154.

20. Dombi, J., Jónás, T., Toth, Z. E. Fuzzy time series models using pliant- and asymptotically pliant arithmetic-based inference. *Neural Processing Letters*. 2020. Vol. 52(1). P. 21-55.

21. Wulff, S. S. Time series analysis: Forecasting and control. *Journal of Quality Technology*. 2017. Vol. 49(4). P. 418-426

22. Gritsenko, A., Shepelev, V., Zadorozhnaya, E., Shubenkova, K. Test diagnostics of engine systems in passenger cars. *FME Transactions*. 2020. Vol. 48(1). P. 46-52.

23. Селін Ю.М. Прогнозування часових рядів різного типу з урахуванням взаємного впливу. *Интеллектуальные системы принятия решений и проблемы вычислительного интеллекта: тезисы докладов*. Херсон: ХНТУ. 2014. С. 170-172.

24. Nikitin, N., Kizim, A., Matokhina, A. Multi-agent system for monitoring, diagnosis and forecasting the technical system condition with the car as an example. III International scientific conference "Information technologies in science, management, social sphere and medicine (ITSMSSM 2016)". Tomsk. Tomsk Polytechnic University. 2016. P. 166-171

25. Diebold F., Mariano R. Comparing predictive accuracy. *Journal of Business and Economic Statistics*. 2002. № 13. P. 253-263
59. Zorin, V. Assessment of products risks of mechanical engineering by results of diagnosing. *Periodicals of Engineering and Natural Sciences (PEN)*. 2019. Вип. 7(1). С. 287-293.

26. Yemelyanov, V., Chernyi, S., Yemelyanova, N., Varadarajan, V. Application of neural networks to forecast changes in the technical condition of critical production facilities. *Computers Electrical Engineering*. 2021. Vol. 93. С. 107-125

27. Poddubnaya, A. A., Keller, A. V. 1. "Forecast"-adaptive forecast diagnostic intelligent system for vehicles. International Conference on Robotics and Mechantronics (ICRoM 2017). Hong Kong Polytechnic University. December 12- 14, 2017. 2020. Vol. 819. No. 1. p. 012008
28. Gabitov, I., Insafuddinov, S., Ivanov, Y., Yunusbaev, N., Abdrazakov, F., Farhutdinov, T. Examination of the system of continuous diagnosis and forecasting of mechanical condition of tractors and other farm machinery. Journal of Applied Engineering Science. 2020. Vol. 18(1). С. 70-80.
29. Zhengxiang Y. Transport volume forecast based on GRNN network. Future Computer and Communication (ICFCC). 2010 2nd International Conference. 21-24 May 2010. Wuhan, China. 2010. Т. 3. С. 629-632.
30. Makarova, I., Mukhametdinov, E., Mavrin, V., Shubenkova, K., Garipov, R. Improvement of the vehicle's onboard diagnostic system by using the vibro-diagnostics method. In 2018 International Conference on Diagnostics in Electrical Engineering (Diagnosticska). 4-7 Sept. 2018. Pilsen, Czech Republic. P. 1-4.
31. Лебедев, А. Т., Артёмов, М. П., Шуляк, М. Л., Лебедева, І. А. Забезпечення стійкості і керованості сільськогосподарських агрегатів із змінною масою. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. 2015. Вип. 1, №1. С. 57-61.
32. Gubanov, N., Miheev, Y., Morev, A., Odintsov, V., Akhtyamov, R. Architecture of a system for diagnosing and predicting the technical condition of a robotic vehicle. In 2019 XXI International Conference Complex Systems: Control and Modeling Problems (CSCMP). 3-6 September 2019. Samara, Russia. 2019. pp. 671-674.
33. Bolshakova, A. V., Boronachin, A. M., Larionov, D. Y., Podgornaya, L. N., Shalymov, R. V. Embedded multiphysical track diagnostic systems for intelligent transport. In 2019 International Conference "Quality Management, Transport and Information Security, Information Technologies" (ITQMIS). 23-27 Sept. 2019. Sochi, Russia. P. 171-175.
34. Матейчик, В. П., Цюман, М. П. Формування структури

інтелектуальної системи моніторингу показників екологічної безпеки транспортних засобів на окремих етапах життєвого циклу. Вісник Національного транспортного університету. 2015. Вип. 2. С. 193-200.

35. Сахно, В. П., Свостін-Косяк, Д. О. Форми організації моніторингу технічного стану транспортних засобів. Вісник Національного транспортного університету: науково-техн. зб. Серія "Технічні науки". 2017. С. 373-380.

36. Гринченко, О. С., Алфьоров, О. І., Гринченко, А. С., Алфєров, А. И. Прогнозування показників механічної надійності за результатами прискорених випробувань. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. 2013. Вип. 133. С. 155-161

37. Сорокін С. П., Козаченко О. В., Шкрегаль О. М., Каденко В. С., Блезнюк О. В. Зозуля Д. Обґрунтування параметрів пневмотестера для контролю технічного стану циліндро-поршневої групи двигуна. Науковий журнал "Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів". 2019. № 15. С. 49-59

38. Dobromirov, V., Verkhorubov, V., Chernyaev, I. Systematizing the factors that determine ways of developing the vehicle maintenance system and providing vehicle safety. Transportation research procedia. 2018. Vol. 36. P. 114- 121.

39. Vojtov, V., Berezchnaja, N., Kravcov, A., Volkova, T. Evaluation of the reliability of transport service of logistics Chains. International Journal of Engineering Technology. Vol. 7 (4). С. 270-274

40. Saraiev, O., Saraieva, I., Gritsuk, I., Volkov, V., Litikova, O., Belousov, E., Savchuk, V., Samarin, O., Ahieiev, M., Volodarets, M., Vrublevskyi, R., 187 Kurnosenko, D., Automated diagnostic system for engine cylinder-piston group. SAE Technical Paper 2020-01-2022. 2020.

41. Yang, L., Ye, Z. S., Lee, C. G., Yang, S. F., Peng, R. A two-phase preventive maintenance policy considering imperfect repair and postponed replacement. European Journal of Operational Research. 2019. Vol. 274(3). P. 966-977.

42. Nosoohi, I., Hejazi, S. R. A multi-objective approach to simultaneous determination of spare part numbers and preventive replacement times. Applied

Mathematical Modelling. 2011. Vol. 35. № 3. P. 1157-1166.

43. Біліченко В.В. Передумови обґрунтування стратегічного розвитку виробничих систем автомобільного транспорту в Україні. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. 2014. № 2. С. 33-43

44. Аулін В.В., Гриньків А.В. Проблеми підвищення експлуатаційної надійності та можливості удосконалення стратегії технічного обслуговування мобільної сільськогосподарської техніки. Збірник наукових праць КНТУ: Техніка в сільськогосподарства. виробництві, галузеве машинобудування. 2015. №28. С 126-131.

45. Полянський А.С., Строков А.П., Кальченко Б.И. Оцінка, нормування і забезпечення надійності автотранспортних двигунів. Вісник ХНАДУ. 2005. С. 86-95

46. Tulenov, A., Pernebekov, S., Dzhunusbekov, A., Tortbayeva, D., Manzhula, K. Main models of optimizing indicators of reliability of motor vehicles. In industrial technologies and engineering. ICITE-2018. P. 216-219.

