

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

УДК 631.372-027.45

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного

(права кафедри)

менеджменту ім. М.П.Момотенка

Вячеслав БРАТШКО

(підпис)

(ім'я, прізвище)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

2022 р.

2022 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення експлуатаційних параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни автомобілів в умовах АПК

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і діяльність)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доц. каф.

(науковий ступінь та вчене звання)

Валерій БОЙТЮК

(підпис)

(ім'я, прізвище)

Людмила ТІТОВА

(підпис)

(ім'я, прізвище)

Виконав:

Тетяна КВАЧ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

КИЇВ – 2022

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка

Д.Т.Н., проф.
(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

Іван РОГОВСЬКИЙ
(ім'я, прізвище)

2022 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТАМ

Тетяні КВАЧ
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення експлуатаційних параметрів
гідралічного механізму перекидання кабіни автомобілів в умовах АПК

затверджена наказом ректора НУБіП України від «21» грудня 2021 р. № 2217 «Є»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література;
результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах експлуатаційних параметрів
гідралічного механізму перекидання кабіни автомобілів в умовах АПК

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз стану питання досліджень, мета, задачі дослідження
2. Теоретичний розрахунок значень експлуатаційних параметрів гідралічного механізму перекидання кабіни автомобілів в умовах АПК
3. Методика експериментальних досліджень параметрів гідралічного механізму перекидання кабіни автомобілів в умовах АПК
4. Результати експериментальних досліджень, техніко-економічна ефективність виконаних досліджень

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 14 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Людмила ТІТОВА
(ім'я прізвище)

Завдання прийнята до виконання

(підпис)

Тетяна КВАЧ
(ім'я прізвище)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
РОЗДІЛ 1 Стан питання та завдання дослідження.....	8
1.1. Огляд та аналіз механізмів перекидання кабіни.....	11
1.2. Аналіз вимог до гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	18
1.3. Аналіз експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	21
1.4. Висновки по розділу.....	26
РОЗДІЛ 2 Теоретичне обґрунтування вибору параметрів гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	28
2.1. Вибір та обґрунтування принципових схем гідравлічного механізму перекидання кабіни автомобіля.....	28
2.2. Формування вимог до розташування гідравлічного насоса з ручним приводом механізму перекидання кабіни.....	38
2.3. Обґрунтування параметрів гідравлічного гальмівного пристрою механізму перекидання кабіни.....	44
2.7 Висновки у розділі.....	45
РОЗДІЛ 3 Теоретичне дослідження робочих процесів гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	47
3.1. Математичний опис робочого процесу гідравлічного механізму перекидання кабіни з насосом з ручним приводом.....	47
3.2. Математичний опис робочого процесу механізму перекидання кабіни з рекуперацією енергії.....	49
3.3. Геометричні та кінематичні відносини в механізмі перекидання кабіни.....	53
3.4. Програма, методика та результати дослідження робочих процесів на ПК.....	56
Висновки по розділу.....	58
РОЗДІЛ 4 Експериментальні дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	60

4.1. Мета та завдання експериментального дослідження	60
4.2. Програма, обладнання та методика експериментального дослідження...	60
4.3. Результати експериментального дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни.....	63
Висновки.....	69
Список використаних джерел.....	71

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Гідравлічний привід знайшов широке застосування на підйомно-

транспортних та інших вантажопідйомних механізмах різного технологічного призначення. На вантажних автомобілях категорії N гідравлічний привід 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 допоміжний привід, віддаючи перевагу роботі людини для перекидання кабіни. У зв'язку з цим привід гідравлічного насоса наводиться в рух при дії м'язової сили людини.

Актуальність теми визначається необхідністю вирішення наукової проблеми зниження витрат енергії людини (оператора) під час перекидання кабіни транспортного засобу категорії N.

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.

Для України серед пріоритетних завдань є вдосконалення конструкцій гідравлічних механізмів перекидання кабіни для освоєння їх українськими виробниками та впровадження таких механізмів у конструкцію українських автомобілів.

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»;
- провести теоретичні дослідження кінематики механізму перекидання кабіни та визначити ступінь впливу його кінематичних параметрів на енергетичні витрати людини;
- провести теоретичні дослідження робочого процесу гідравлічного механізму перекидання кабіни з метою оцінки витрат енергії у системі «людина-машина»;
- удосконалити гідравлічний механізм перекидання кабіни, параметри якого отримані на підставі результатів теоретичних досліджень, та провести експериментальні дослідження для підтвердження адекватності теоретичних положень.

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.

Методи дослідження. За виконання магістерської роботи застосовувалися методи збирання та аналізу інформації, для дослідження робочих процесів гідравлічного механізму перекидання кабіни – методи математичного моделювання; в експериментальних дослідженнях застосовувалися методи вимірювання фізичних величин.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:
– вперше обґрунтовано критерії оцінки експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни та виконано теоретичну оцінку витрат енергії людини на управління процесом перекидання кабіни;

– отримала подальший розвиток концепція проектування гідравлічного механізму перекидання кабіни, яка відрізняється від відомої тим, що враховує системний підхід до проектування його компонентів, що базується на енергетичному балансі системи «людина-машина».

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

У галузі виробництва автомобільної техніки призначеник для перевезення вантажів, а також автомобільної спеціальної техніки відзначається зростання моделей з безкапотним компоуванням. Завдяки застосуванню такої компоувальної схеми вантажні автомобілі стають легшими (при однаковій вантажопідйомності) з поліпшенням його маневреності та огляду за рахунок скорочення непрогляданої зони перед автомобілем [12]. На сьогоднішній день автомобілі з безкапотним компоуванням 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 Мк автомобілів збільшилася на 31,3% (рис. 1.1).

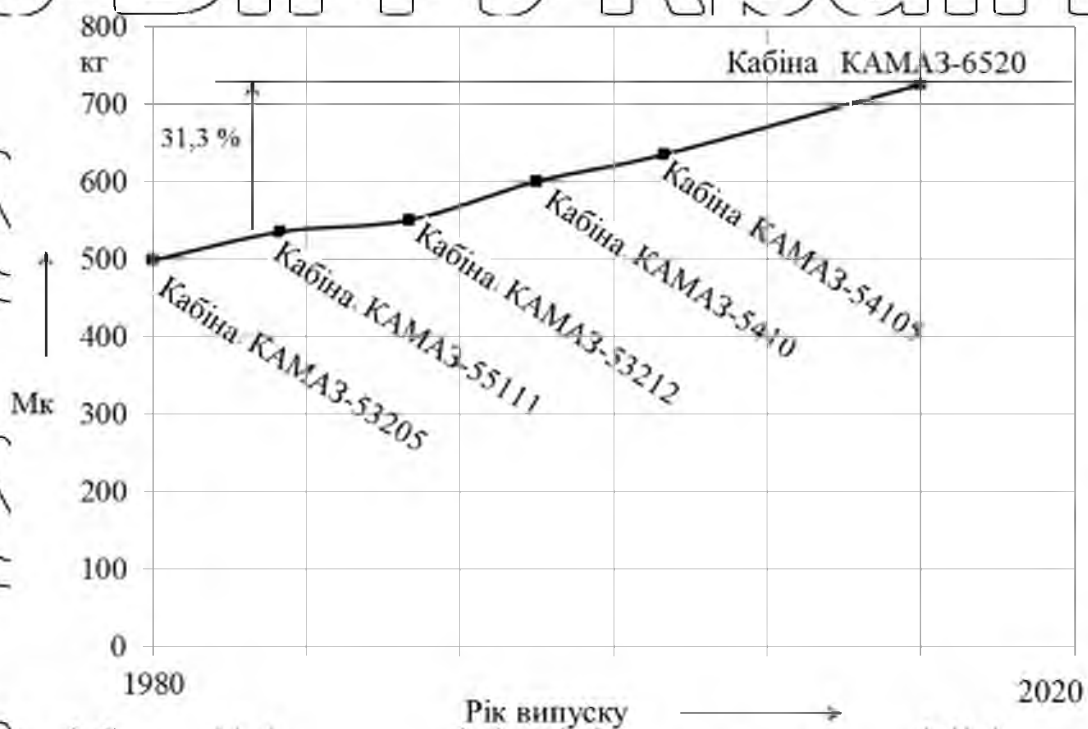
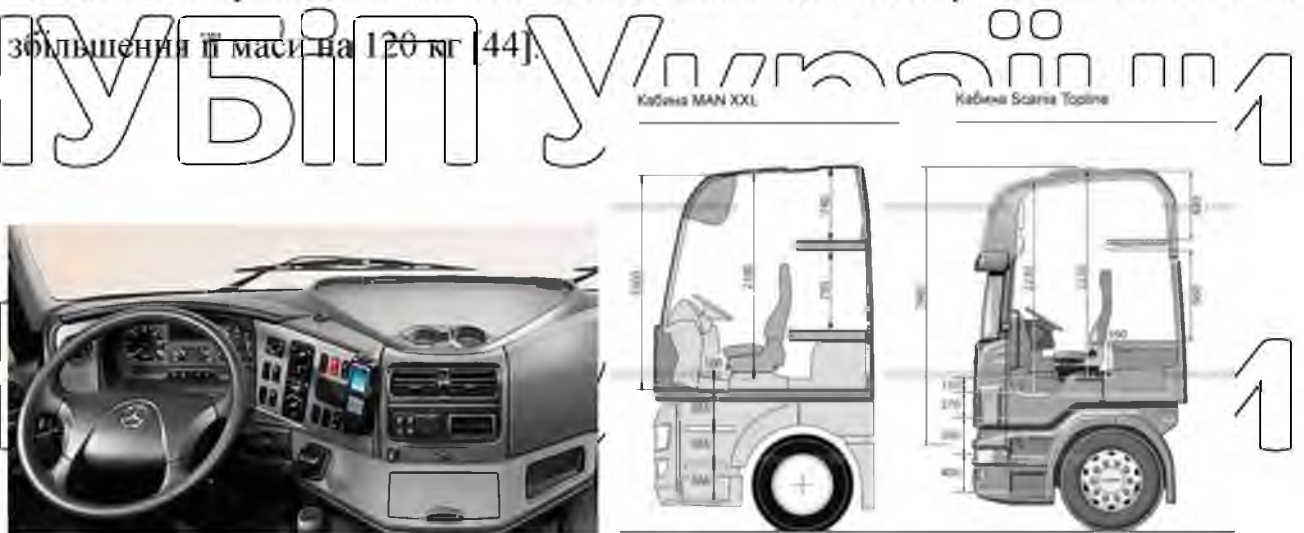


Рис. 1.1 Зміна маси кабіни автомобілів КамАЗ від року випуску

Пояснюється це впливом таких факторів як: покращення ергономіки та дизайну робочого місця водія; можливість людини перебувати 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 [44].



а — ергономіка та дизайн робочого місця водія; б — робочий простір кабіни.
Рис. 1.2 Фактори, що впливають на масово-габаритні параметри 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 формує, є зусилля на приводній рукоятці, створюване м'язовою силою людини (оператора). Робочий процес перекидання

кабіни визначається як експлуатаційними показниками механізму, і антропометричною характеристикою людини (оператора) і параметрами 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. так і антропометричною характеристикою людини

(оператора) та параметрами 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. так і антропометричною

характеристикою людини (оператора) та параметрами 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.

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, 52, 55].

Цей висновок також можна отримати на підставі результатів досліджень процесу гальмування транспортним засобом або процесу включення та вимкнення зчеплення [98]. У роботах [57, 98] зроблено висновок, що величини прикладеного зусилля на педалі (гальма чи зчеплення) та її хід взаємопов'язані і людина відчуває здійснювану у своїй роботі, а чи не ці величини окремо. Слід

вказати, що роботу на педалі управління зчепленням обмежують [23, 57].

Тому при перекиданні кабіни доцільно враховувати роботу м'язів людини. Оцінку роботи м'язів людини необхідно виконувати за її витрачається енергії і потужності, що розвивається. У цьому необхідно розробити критерії оцінки гідравлічного механізму перекидання кабіни. Однак, 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 [61]. 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 компоновання передньої частини автомобіля ускладнює встановлення громіздких пружних елементів [26].

У процесі вдосконалення конструкції автомобіля та компоновальних рішень змінювалися і конструктивні параметри кабіни. Відповідно вдосконалювався і привід механізму перекидання кабіни [103-105]. 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, 50]. У

СРСР гідравлічний механізм перекидання кабіни почав застосовуватися на початку 80-х, при проектуванні якого конструктори керувалися галузевими стандартами [52, 55].

Як джерело тиску робочої рідини використовується 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], підключений за схемою 574 [41], а так само гідроциліндр, підключений за диференціальною схемою [43].

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 ЗН та ІН [4, 24, 35, 42].

Для полегшення праці оператора можуть застосовуватися електричні та пневматичні двигуни М. Керуюча функція оператора полягає у формуванні сигналу, що задає U (напруга) або $p_{п}$ (тиск повітря) через вплив на орган управління 2 – кнопку управління вищевказаними двигунами (див. рис. 1.3).

Типове розташування елементів гідравлічного механізму перекидання кабіни показано на рисунку 1.4. Таке розташування відповідає конструкції автомобіля сімейства КамАЗ. Фіксація кабіни у транспортному положенні від мимовільного руху здійснюється механічним пристроєм.



Рис. 1.4 Схема розташування елементів гідравлічного механізму перекидання кабіни

Кінематика механізму перекидання кабіни передбачає, щоб при закиданні кабіни центр її тяжкості переходив через положення нестійкої рівноваги, завдяки чому повністю виключається можливість її мимовільного опускання [4, 52, 55]. 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].

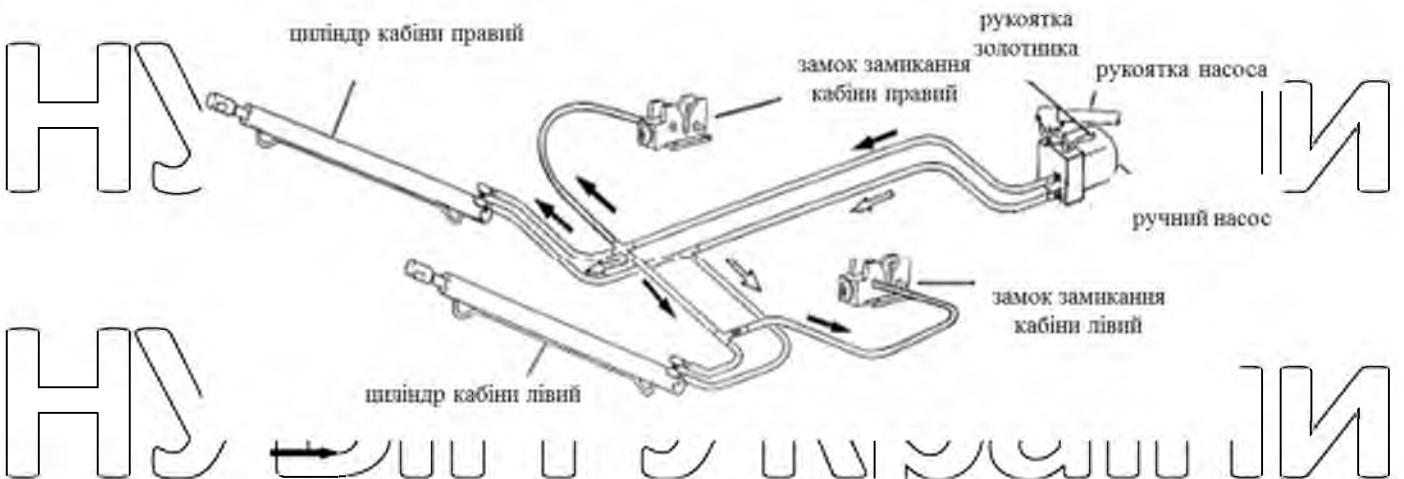
Відомі конструкції підйому/опускання виступає над кабіною платформи напівпричепа, призначеного для перевезення автомобілів (рис. 1.5). Таке рішення компоновання організовано на транспортних засобах категорії N виробництва Mercedes-Benz серії Actros. При цьому для перекидання кабіни застосовується лише електрогідравлічний привід механізму перекидання кабіни. Як формуючий сигнал служить кнопка управління електричним двигуном розташована спереду кабіни.



1 – насос із ручним приводом; 2 – платформа; 3 – гідроциліндр.

Рис. 1.5 Розташування компонентів механізму підйому/опускання платформи напівпричепи

У механізмі перекидання кабіни, представленого на рисунку 1.6, 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, MAZ, 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;

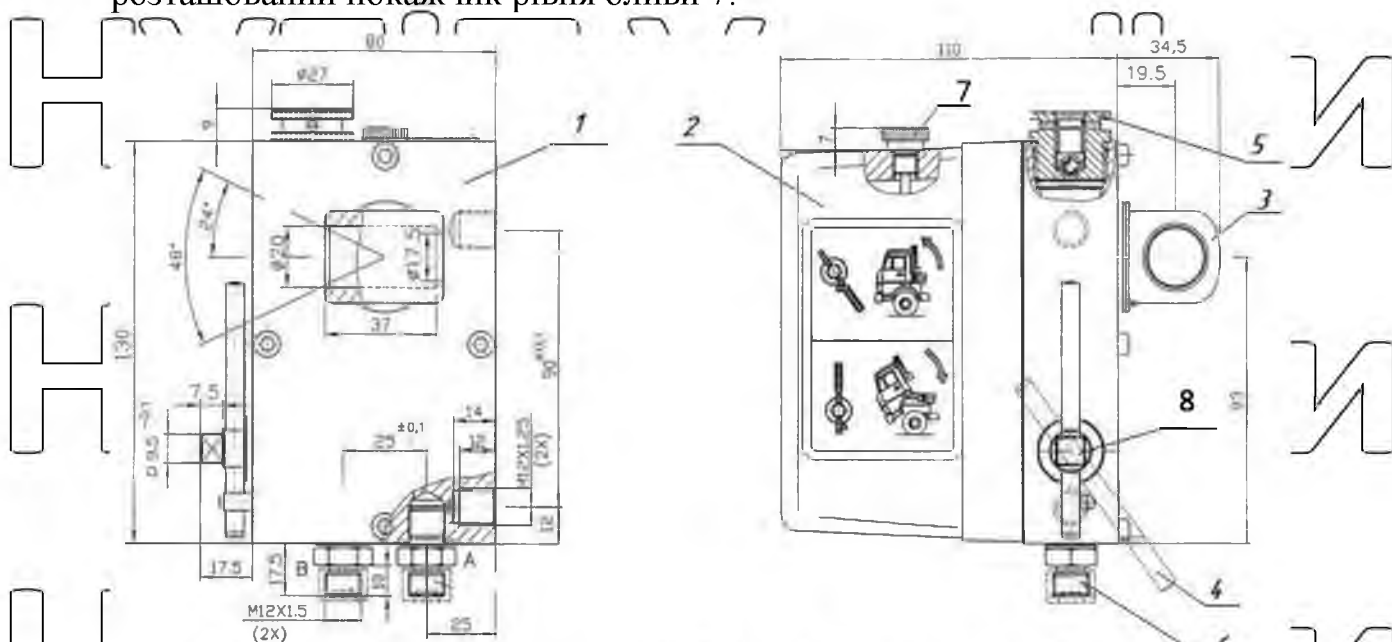
→ – напрямок перебігу рідини при перекиданні кабіни.

Рис. 1.6 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 1.7 представлена конструкція гідравлічного насоса виробництва Сербії Prva letetka 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 масла з кінематичною в'язкістю 20...400 мм²/с, при температурі експлуатації від мінус 20 °С до плюс 70 °С.

Конструкція насоса (рис. 1.7 і 1.8) 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 рукояткою 4. У верхній частині корпусу розташований запобіжний клапан низького тиску 5, а в баку 2 розташований показчик рівня оливи 7.



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

Рис. 1.7 Насос гідравлічного механізму перекидання кабіни

Для автомобілів виробництва США застосовуються гідравлічні насоси із ручним приводом виробництва фірми Power-Packer [80, 95]. Також є виконання

насоса з ручним приводом спільно з пневматичним або гідравлічним приводом (рис. 1.10). Відмінною особливістю конструкції насоса з ручним приводом (рис. 1.10-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. У зв'язку з цим конструкції насосів (рис. 1.7-1.9) явно краще.



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.

Рис. 1.10 Агрегати гідравлічного механізму перекидання кабіни виробництва Power-Packer

Поряд із представленими конструкціями гідравлічних насосів, існують і інші виконання та їх виробники [47, 49].

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 принципівих гідравлічних схем механізмів перекидання кабіни встановлено, що конструкція гідравлічного циліндра повинна забезпечувати режим коливань підресореної кабіни.

3. Аналіз різних важливих гідравлічних схем показав, що є чотири конструктивні схеми гідравлічних циліндрів і розподільників, що забезпечують режим коливань підресореної кабіни автомобіля.

4. Встановлено, що у разі підключення гідроциліндра за диференціальною схемою зусилля на штоку зменшується в 4 рази, що за однакових умов викликає збільшення робочого тиску, а отже, і витрат енергії людини.

5. Встановлено, що принципова гідравлічна схема з гідроциліндром, підключеним за схемою 574 і блоком гідроавтоматики, забезпечують найбільш повне поєднання властивостей, як в режимі перекидання кабіни, так і в режимі її коливань.

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

7. 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.

Слід зазначити, що теоретичних досліджень, які розкривають особливості робочого процесу гідравлічного механізму перекидання кабіни, автором не виявлено.

1.2 Аналіз вимог до гідравлічного механізму перекидання кабіни

Аналіз вимог до гідравлічного механізму перекидання кабіни та пошук шляхів їх виконання ґрунтується на дослідженні взаємодії системи «людина-машина».

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 кабіни, є галузеві стандарти [52, 55], розроблені з урахуванням вимог до автомобільної промисловості на початку 80 р.

Так як процес перекидання кабіни виконує людина, то для перетворення роботи людини на гідравлічний сигнал необхідно використання насоса з ручним приводом як основний агрегат. 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 [99]. 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 [58, 76]. У зв'язку з цим, доцільно пред'являти вимоги до

механізму перекидання кабіни, що регламентують енергетичні витрати при перекиданні кабіни. Для цього привід гідравлічного насоса повинен оцінюватися зусиллям на рукоятці, її переміщенням та частотою зворотно-поступальних рухів. Як зазначалося, існуючі вимоги регламентують лише максимальне опір на рукоятці [52, 55].

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. З таблиці 1.2 видно, що тиск, що розвивається в гідроприводі підвищився. Це з тим, що з тисках не більше 25-32 МПа досягається найбільший економічний ефект під час виробництва гідроциліндра.

Крім цього, розширена номенклатура застосовуваних гідроциліндрів, що дозволяє розширити можливість застосування різних схем компоновання 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]:

$$v = \frac{\pi \cdot R \cdot \beta}{180 \cdot t}$$

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	3
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	300	(210)
1.3 Зусилля на рукоятці (момент приводу насоса), при номінальному тиску, Н (Н·м), не більше	(При довжині плеча 600 мм)	
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].

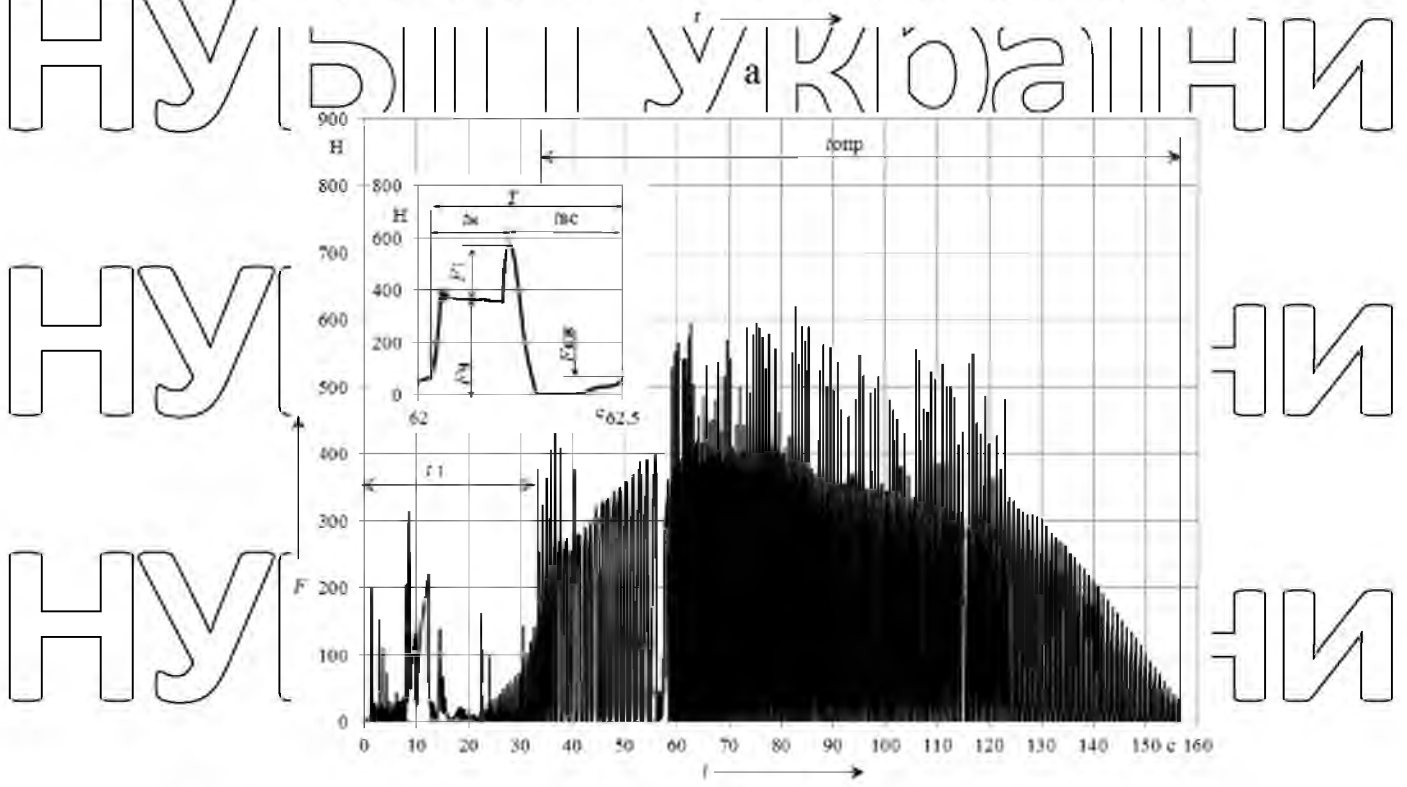
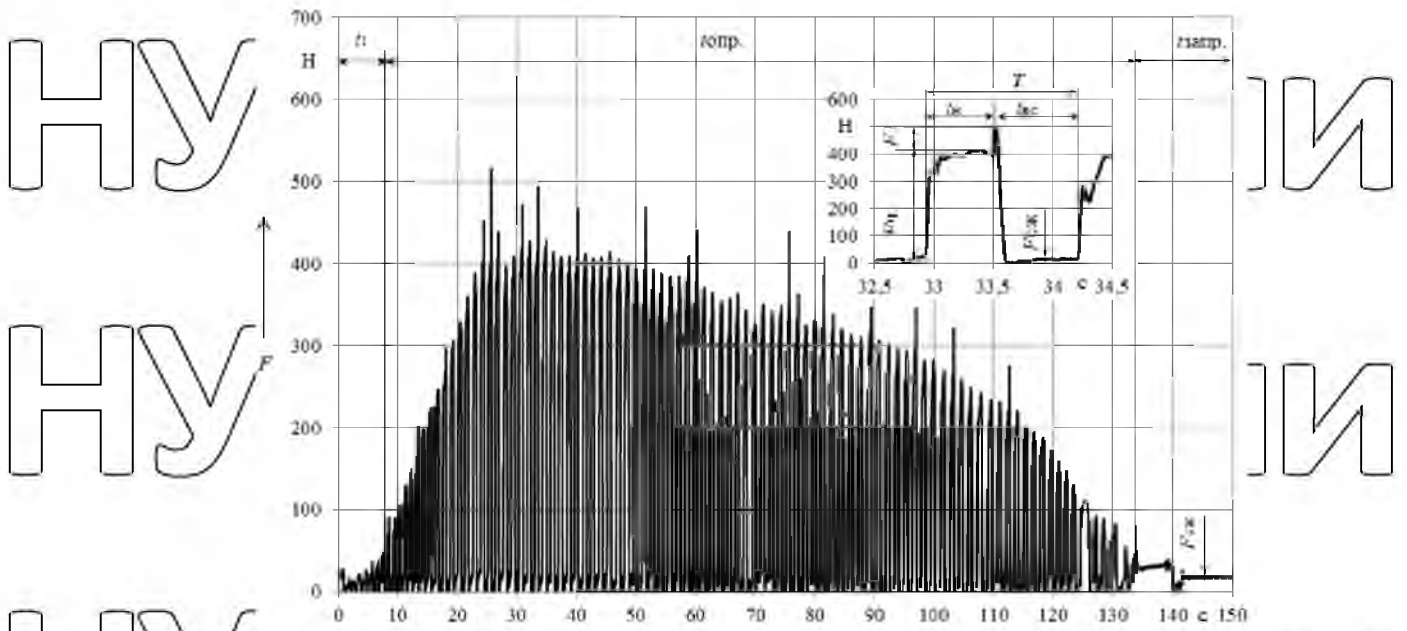
1.3 Аналіз експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни

Як відомо, перекидання кабіни відбувається внаслідок нагнітання рідини в гідроциліндр під тиском, що створюється оператором при зворотно-поступальному впливі на рукоятку насоса [87]. 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 T05410; MAN 9-403 Silent, КамАЗ-55111.

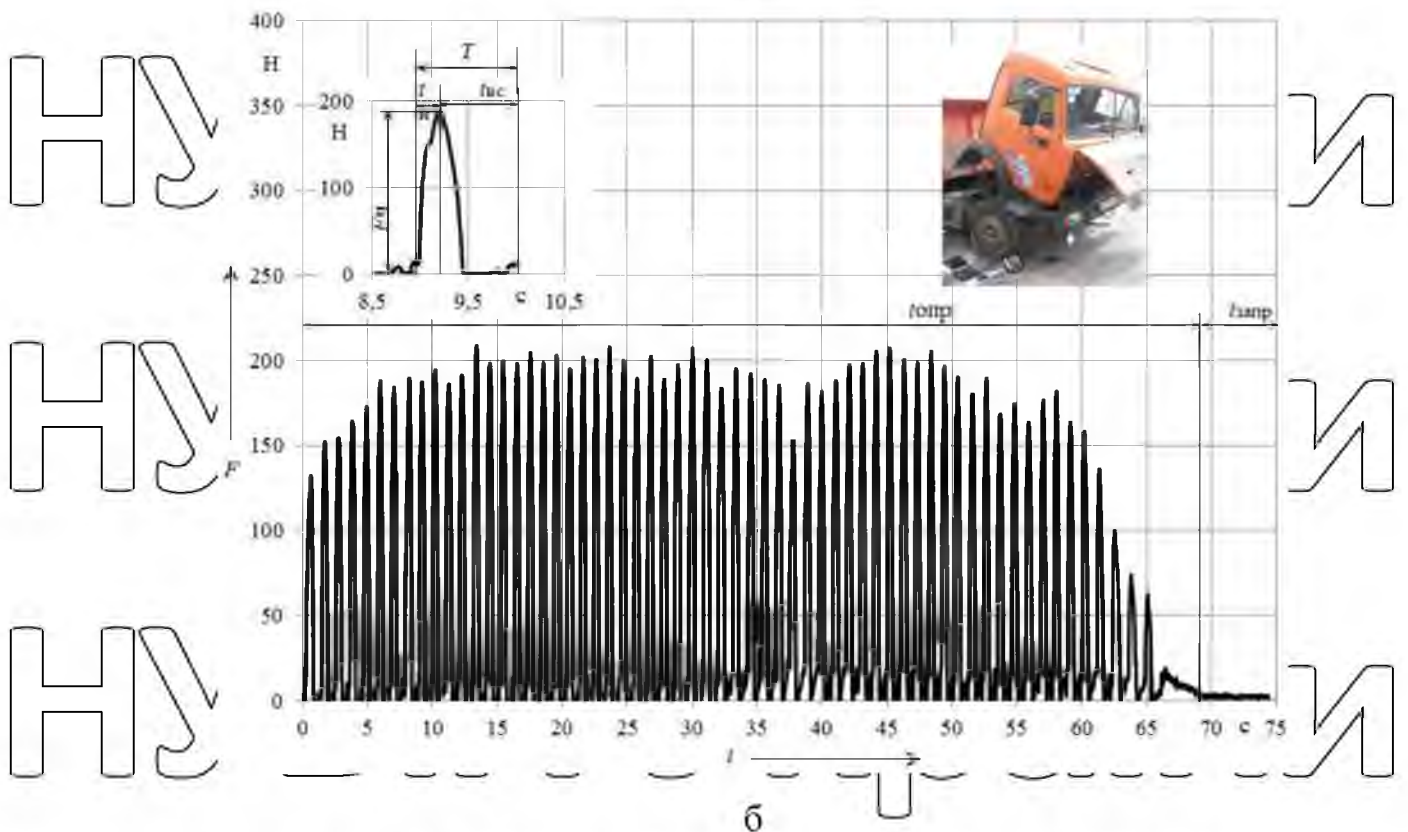
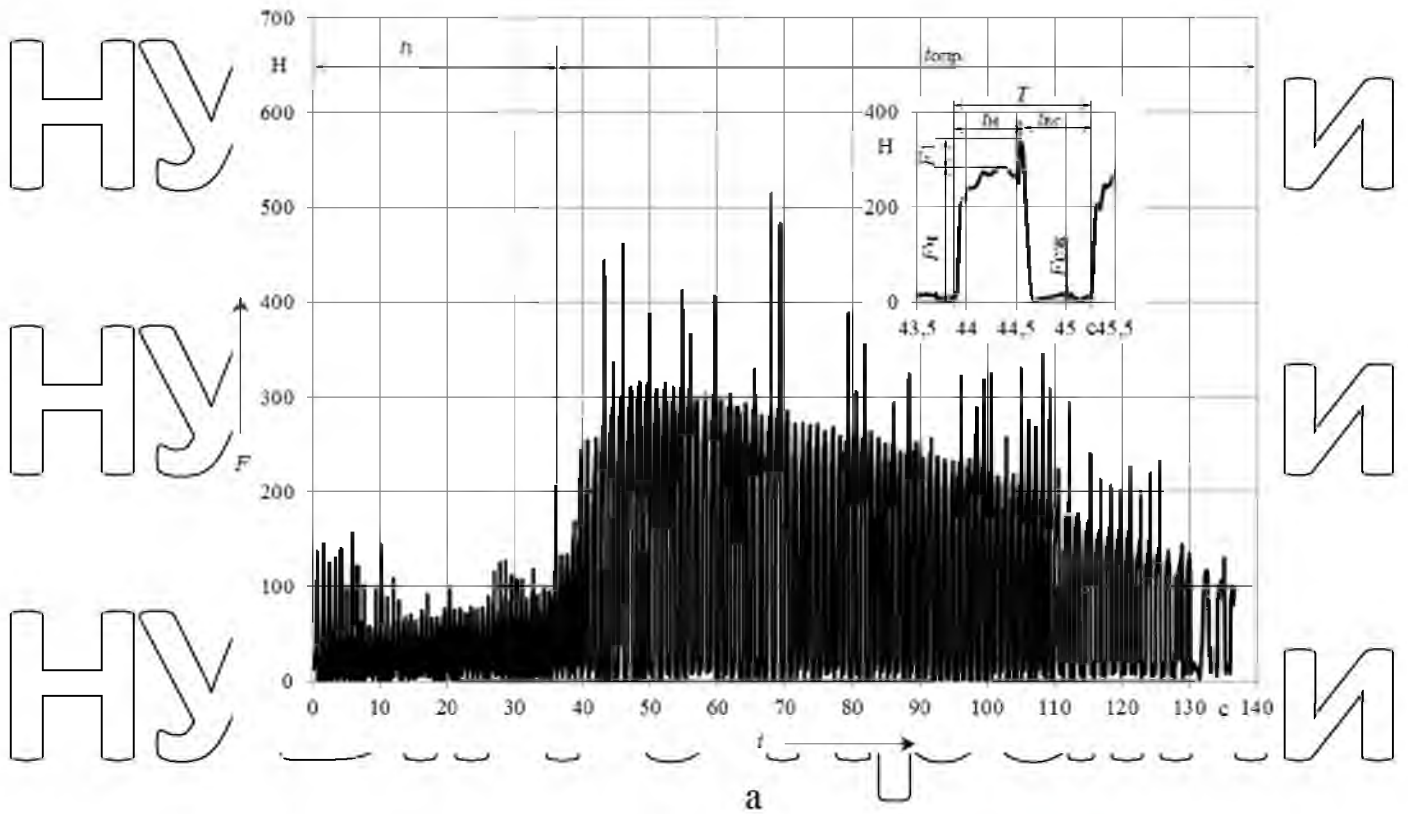
В результаті проведення експерименту та обробки даних з датчика зусилля було отримано навантажувальні характеристики, представлені на рис.

1.11–1.12. З навантажувальних характеристик видно, що у деяких транспортних засобах максимальне значення зусилля рукоятці насоса становить 200- 400 Н (короткочасно 600 Н рис. 1.17 б), а процес перекидання кабіни до зони нестійкого рівноваги триває 130-150 з. 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 підресори кабіни; наявність сервісного пристрою (КамАЗ-55111) та ін.



а - автомобіля DAF-XF 95.430; б - автомобіля DAF-XF 105.410.
 Рис. 1.11 Експериментальна характеристика залежності зусилля на рукоятці ручного насоса від часу перекидання кабіни

НУБІП України



а - автомобіля MAN 9-403 Silent; б - автомобіля КамАЗ - 55111.

Рис. 1.12 Експериментальна характеристика залежності зусилля на рукоятці ручного насоса від часу перекидання кабіни

НУБІП України

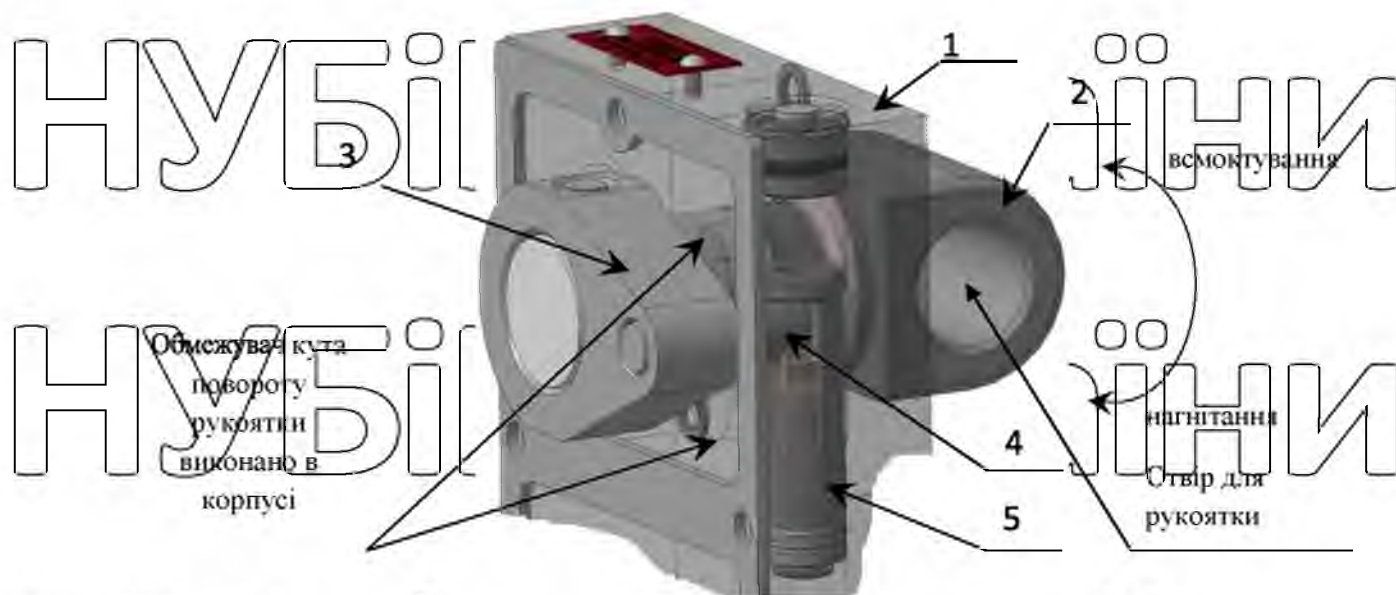
Також на величину приводного зусилля на рукоятці значний вплив робить схема підключення гідроциліндра та його геометричне розташування.

Встановлено, що величина та темп створеного 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 – $t_{пер.}$, а також часу закидання кабіни після положення нестійкої рівноваги – $t_{зак.}$.

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 1.11-1.12 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 різні. 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 $t_{ос.}$.

Зусилля на рукоятці насоса формується пропорційно робочому тиску у приводі механізму перекидання кабіни та передавальній кількості рукоятки і визначається значенням F_T (рис. 1.11-1.12). Слід зазначити, що загальне зусилля на рукоятці F може бути більшим за значення F_T на величину F_1 . При цьому поява зусилля F_1 визначається моментом упору приводного пальця в корпус насоса і формування тиску не бере участі (рис. 1.13).



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

Рис. 1.13 Схема взаємодії приводного валу з поршнем насоса

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 якість механізму перекидання кабіни необхідно оцінювати за досконалою людиною. Отже, необхідно провести теоретичні дослідження робочого процесу гідравлічного механізму перекидання кабіни з метою оцінки витрат енергії у системі «людина-машина».

1.4 Висновки до розділу.

Результати аналізу етапу 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.

Основні результати цього розділу опубліковані в роботах [2, 87, 93].

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.

У зв'язку з цим можна виділити кілька напрямків, завдяки яким можливо знизити енергію людини, що витрачається, на управління процесом перекидання кабіни:

- шляхом удосконалення процесу керуючого впливу;

- шляхом удосконалення процесу передачі енергії від органу управління до виконавчого елемента;

- шляхом удосконалення процесу виконання корисної роботи.

На підставі обраних напрямків можна сформулювати наукову мету роботи – покращення експлуатаційних показників гідравлічного механізму перекидання кабіни шляхом зниження витрат енергії людини на основі енергетичного балансу системи «людина-машина».

Спираючись на проведений аналіз, для досягнення поставленої мети, можна сформулювати такі завдання дослідження:

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

–провести теоретичні дослідження кінематики механізму перекидання кабіни та визначити ступінь впливу його кінематичних параметрів на енергетичні витрати людини;

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

удосконалити гідравлічний механізм перекидання кабіни, параметри якого отримані на підставі результатів теоретичних досліджень, та провести експериментальні дослідження для підтвердження адекватності теоретичних

положень;

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРЕКИДАННЯ КАБІНИ

Існуючі конструкції гідравлічних механізмів перекидання кабін вантажних автомобілів значно різняться як за функціональними параметрами, так і за наявності 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 [64] та також вводить додаткові зв'язки між елементами гідравлічного ланцюга [65]. 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 виробляють 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 підресори, механізм перекидання кабіни значно простіше, а за наявності – потребує можливості

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 574 схемою [41]

(рис. 2.1 а) простіше по конструкції, 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 в вуху 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

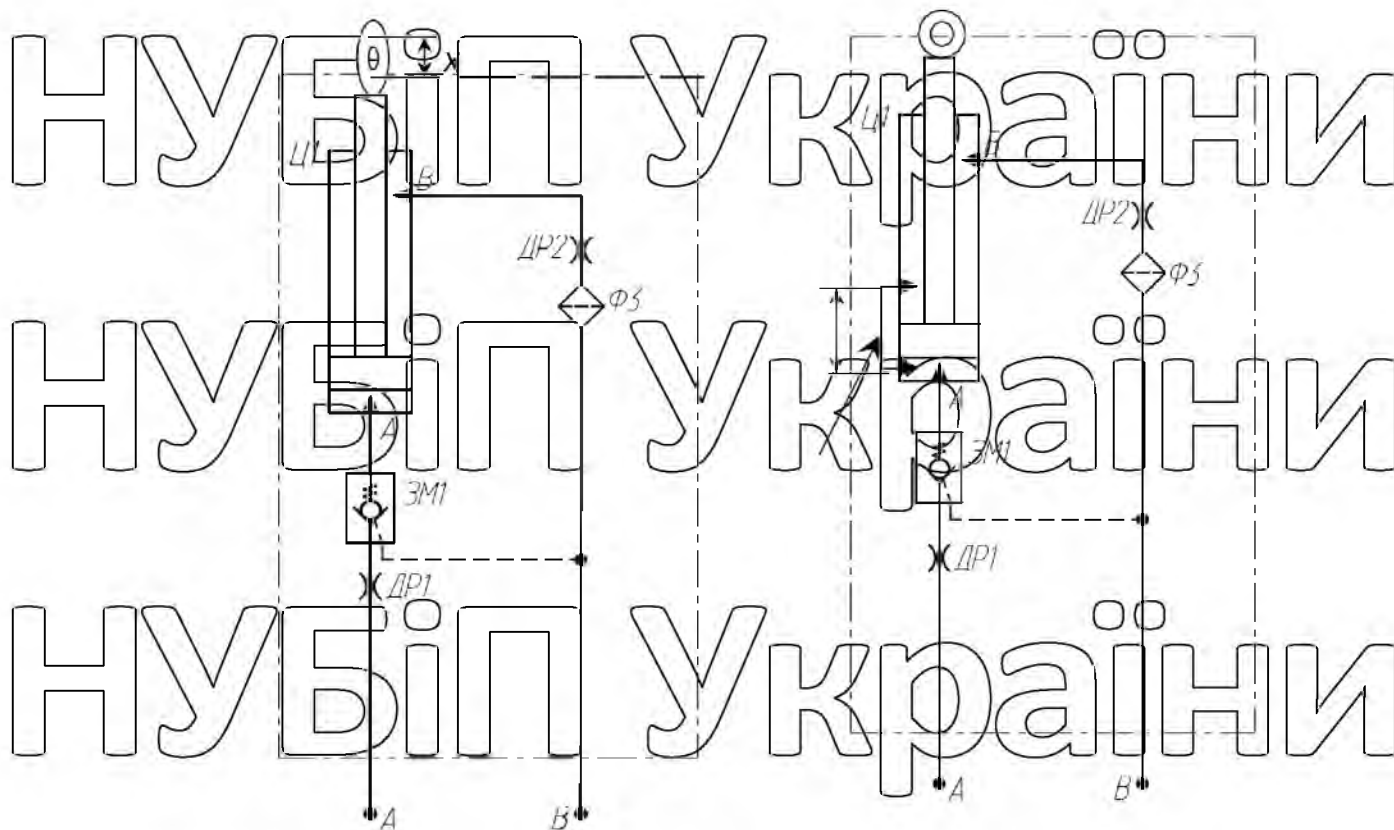
рухів рукоятки насоса, що призводить до збільшення енергетичних витрат людини.

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 отворами радіальними, з'єднаними перепускною трубою. При цьому відстань між отворами визначається вільним

ходом штока X гідроциліндра при коливаннях кабіни у транспортному положенні. Слід зазначити, що конструкція гідроциліндра з диференціальним підключенням порожнин має істотний недолік. Сутність недоліку проявляється при перекиданні кабіни.



а – гідроциліндр двосторонньої дії; б – гідроциліндр з диференціальним підключенням порожнин; ДР1, ДР2 – дроселі; ЗМ1 – гідравлічний замок; ФЗ – фільтр; А, В – місця підключення гідроциліндра до насоса; X – зона вільного

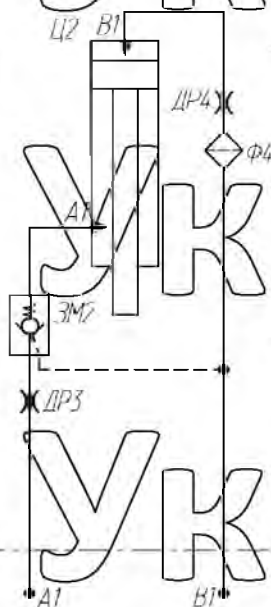
ходу кабіни як її коливань; П – перепускний канал.

Рис. 2.1. Принципові гідравлічні схеми гідроциліндрів

При нагнітанні робочої рідини в гідроциліндр тиск впливає як на площу поршня, так і на площу кільця (різниця між поршневою і штирковою 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].



A1, B1 – місця підключення гідроциліндра до насосу.

Рис. 2.2 Принципова гідравлічна схема гідроциліндра для підйому/опускання запасного колеса

Критерії оцінки якості гідравлічного механізму перекидання кабіни

На стадії проектування гідравлічного механізму перекидання кабіни керуються нормативними документами [4, 52, 55], 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 [88].

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 1Гц.

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.

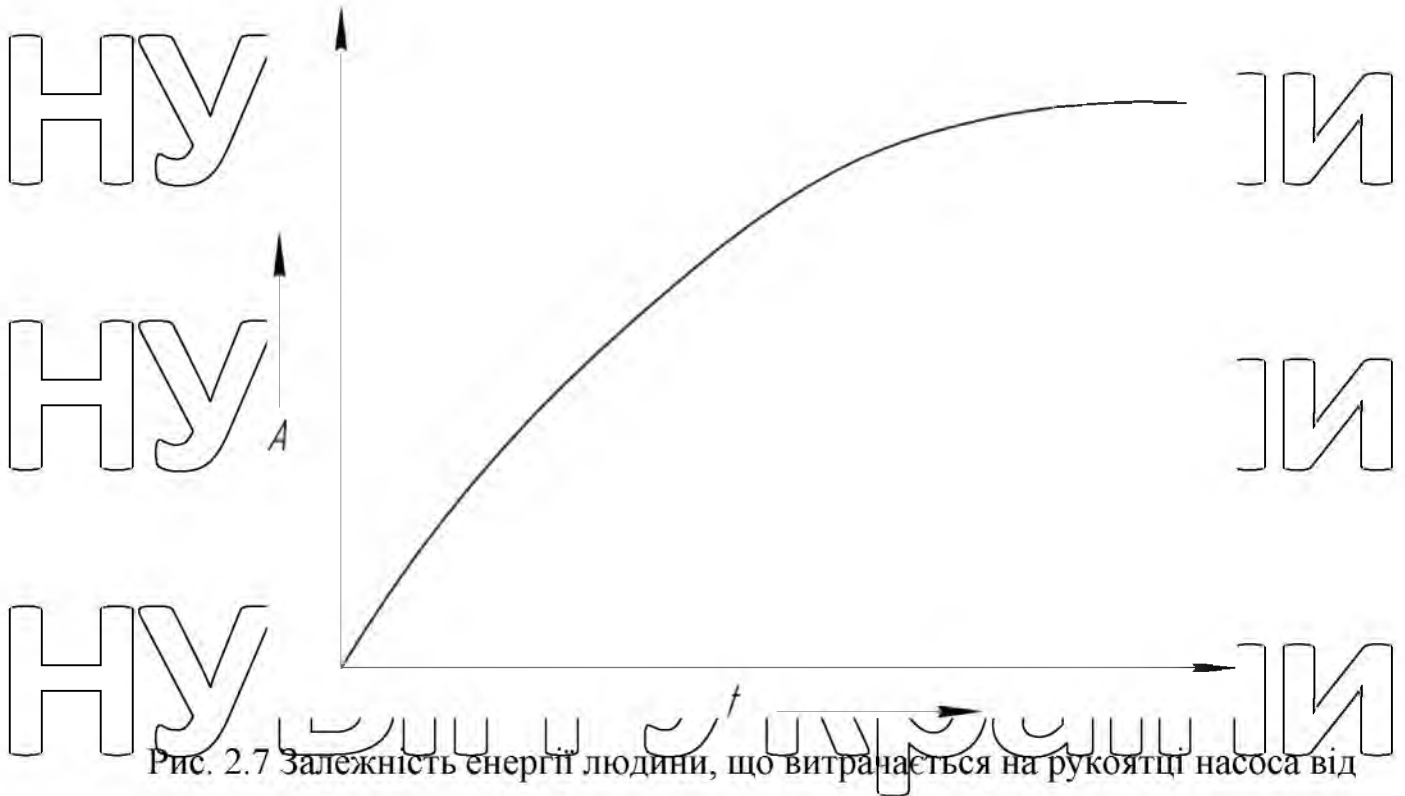


Рис. 2.7 Залежність енергії людини, що витрачається на рукоятці насоса від часу перекидання кабіни

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, що розвивається.

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

НУБІП України

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.

НУБІП України

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.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

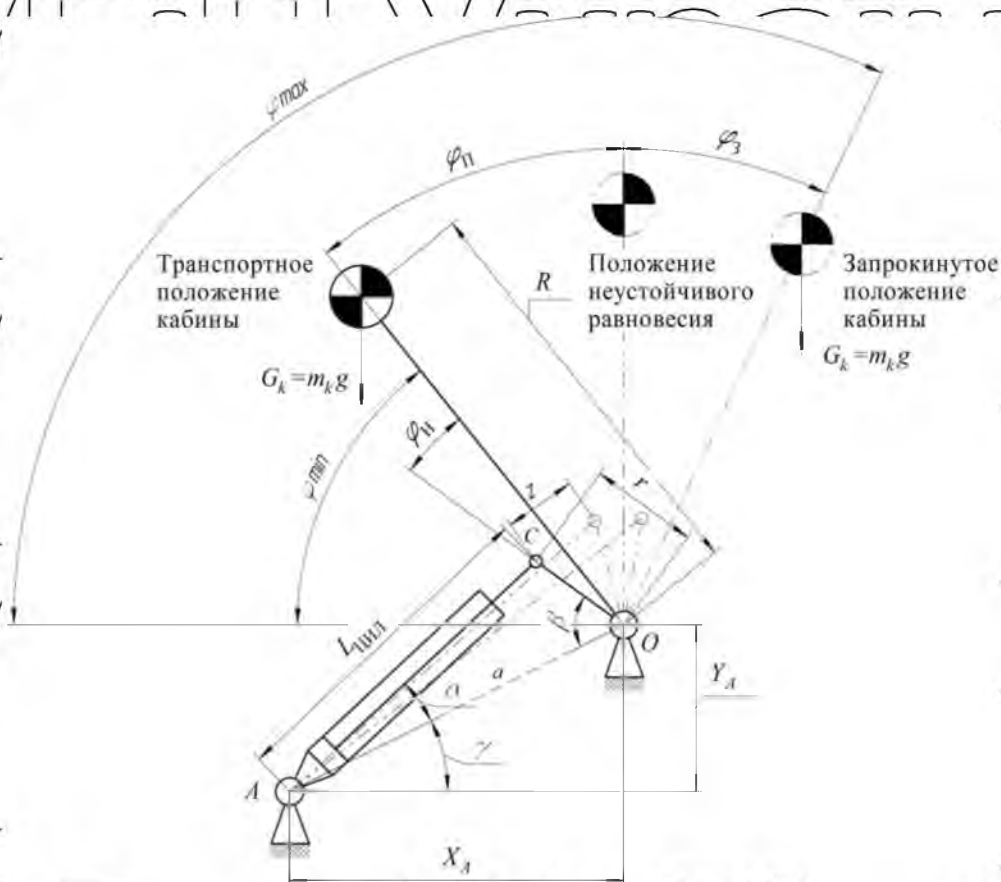
НУБІП України

X_A, Y_A - координати осі кріплення гідроциліндра до рами автомобіля; O - вісь повороту кабіни; γ - кут нахилу бази механізму до горизонту; α - кут між штоком

гідроциліндра та базою механізму; φ_{II}, φ_3 - кут перекидання і кут закидання

кабіни відповідно; r - відстань між віссю повороту кабіни та віссю кріплення штока гідроциліндра до кабіни; β - кут між важелем r та базою механізму $\varphi, \varphi_{II} = 90 - (\varphi_{II} - \beta - \gamma)$ - початковий кут; z - хід штока гідроциліндра; l_{II} - Дсежина

НУБІП України



корпусу гідроциліндра; R - відстань від осі повороту до центру мас кабіни;
 $L_{штт} = l_{ц} + z$ - відстань між точками A і C при $z=0$; $F_{штт}$ - зусилля на штоку; G_k -
 сила тяжіння кабіни.

Рис. 2.4 Кінематична схема механізму перекидання кабіни

Завдання вибору раціонального передавального числа механізму перекидання кабіни формулюють так, щоб знайти величини a , r , β при яких цільова функція зусилля на штоку $F_{штт}^{max} = F(\varphi)$ при $\varphi_{min} \leq \varphi \leq \varphi_{max}$.

Цільову функцію необхідно доповнити обмеженнями, які впливають із визначеної по теоремі косинусів зв'язку між лінійними розмірами та кутами.

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 A до C при $z=0$

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

$$F_{штт}(\varphi) = \frac{G_k \cdot R \cdot \sqrt{a^2 + r^2 - 2 \cdot a \cdot r \cdot \cos(\varphi_0 + (\beta - \varphi))} \cdot \cos(\varphi)}{a \cdot r \cdot \sin(\varphi_0 + (\beta - \varphi))} \quad (2.3)$$

Аналіз функції $F_{штт}(\varphi)$ 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_0 , 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-551Н координата Y_A дорівнює 0,285 м. Базу a 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. 2.10-2.12).

Під час аналізу отриманих результатів встановлено, що початкове зусилля на штоку $F_{шт}$ зменшується зі збільшенням параметра γ нелінійно. Помітна зміна зусилля на штоку досягається при зміні параметра γ в інтервалі значень від 0,2 до 0,45 м. Потім при збільшенні параметра γ спостерігається незначна зміна величини початкового зусилля $F_{шт}$. Очевидно, що з міркування зменшення початкового зусилля на штоку $F_{шт}$ гідроциліндра необхідно збільшувати параметр γ . Однак при збільшенні параметра γ одночасно збільшується хід штока гідроциліндра z . Зміна ходу штока гідроциліндра z від параметра γ відбито рисунку 2.7.

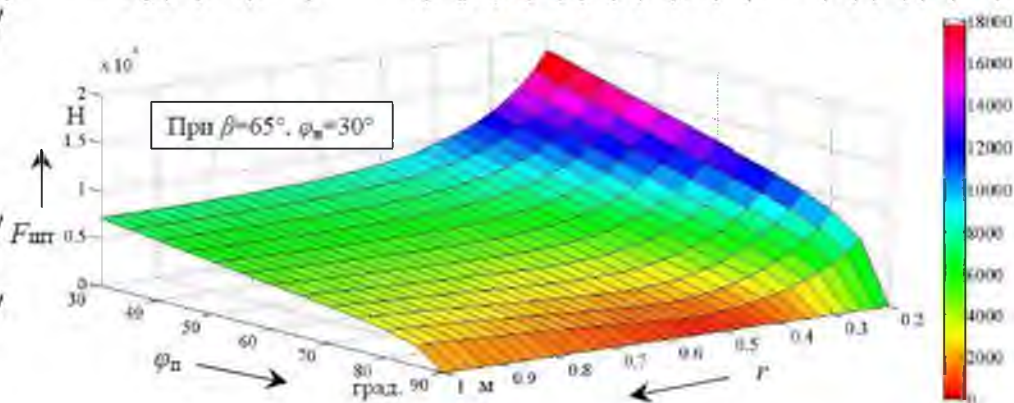


Рис. 2.6 Залежність зміни зусилля на штоку гідроциліндра $F_{шт}$ від важеля r і кута перекидання кабіни φ_n

При варіюванні куту β і важелем r можлива зміна зусилля $F_{шт}$, як показано на рисунку 2.11. При аналізі отриманих результатів встановлено, що початкове зусилля на штоку $F_{шт}$ має щонайменше при деякому початковому значенні кута β . Встановлено, що при заданому параметрі $r=0,2$ м оптимальний кут $\beta=65^\circ$ (рис. 2.6). Тоді як на автомобілі КамАЗ-55111 параметр не перевищує

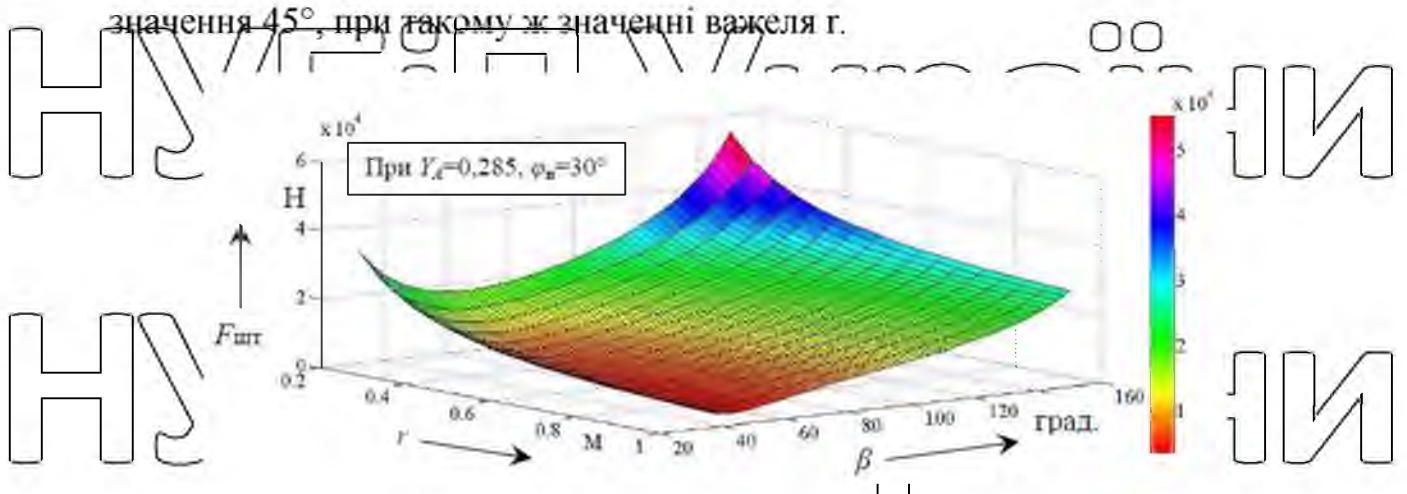


Рис. 2.6 Залежність зусилля на штоку $F_{шт}$ від важеля r та кута β

Вочевидь, що з збільшенні 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).

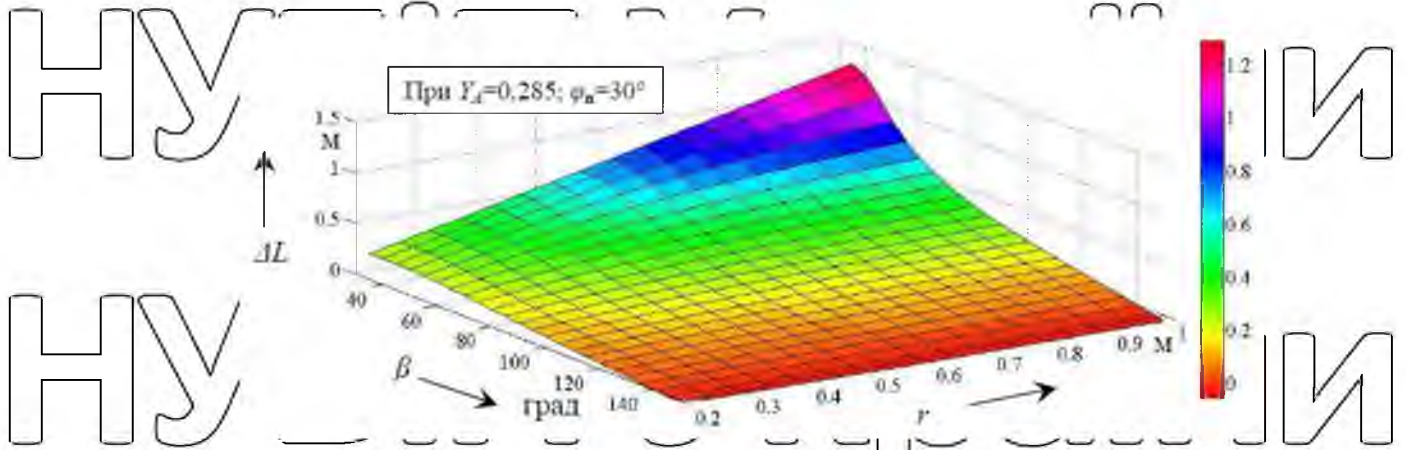


Рис. 2.7 Залежність максимального ходу гідроциліндра z від кута β

та важеля r

Слід зазначити, що база механізму a , за зміни висоти розташування нижньої спори гідроциліндра Y_d і кута β змінюється нелінійно (рис. 2.8). Рациональне значення бази досягається при кутах $65 \leq \beta \leq 100$.

НУБІП України

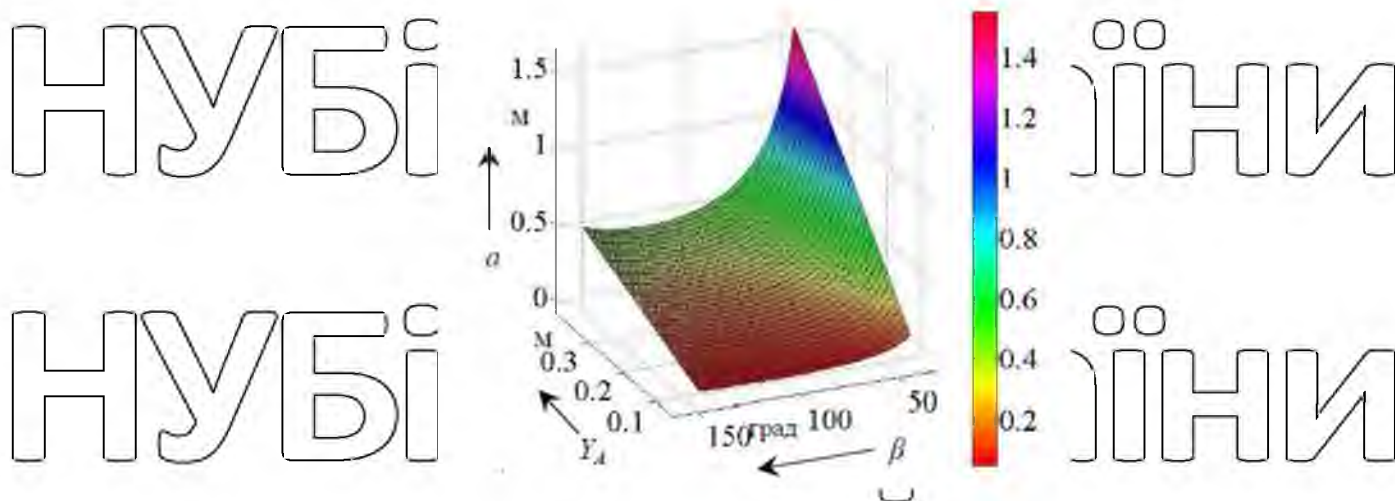


Рис. 2.8 Залежність бази a механізму від координати розташування опори

гідроциліндра Y_A та кута β

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

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

У першому розділі магістерської 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 [79]. За будь-якого робочого положення оператора його поза має бути фізіологічно правильно обґрунтованою. Для цього передусім мають бути забезпечені

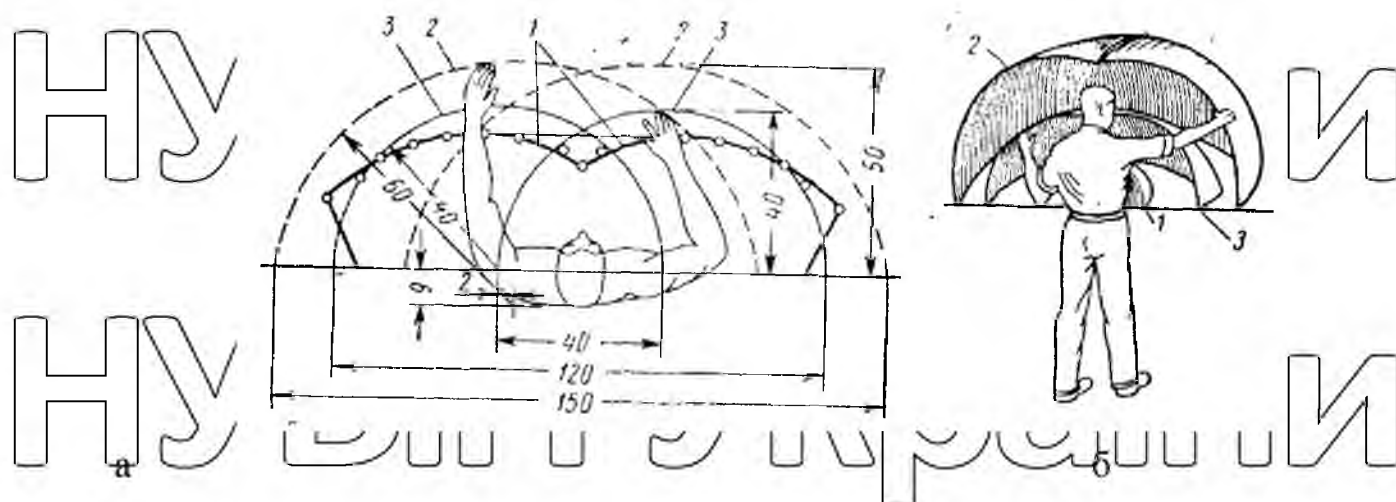
оптимальні положення частин тіла.

Дані в роботах [8, 16, 33, 53, 85] 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 пензлем. Також необхідно враховувати, що максимальне зусилля на ручці не повинно перевищувати 350 Н [4, 52, 55]. Однак слід пам'ятати, що постійні керуючі сили, що перевищують 150 Н, стомлюють [53, 85]. 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 ° 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 вставлено, що з роботи стоячи оптимальна зона розташування робочих органів має бути у радіусі 40 див. від плечового суглоба (рис. 2.9).

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. 2.10).



а – у горизонтальній площині; б – у трьох вимірах; 1 – мінімальна зона;

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

Рис. 2.9 Максимальна та оптимальна робочі зони рук (за Барнесом)

У результаті, при перекиданні кабіни, оператор змушений приймати незручну позу (рис. 2.10 а) [42], або прикладати зусилля на рукоятці обома руками (рис. 2.10 б) [43], що з позиції ергономіки неприпустимо.



а - автомобіля MA3-5440E9 [42]; б - автомобіля Renault Magnum [43].

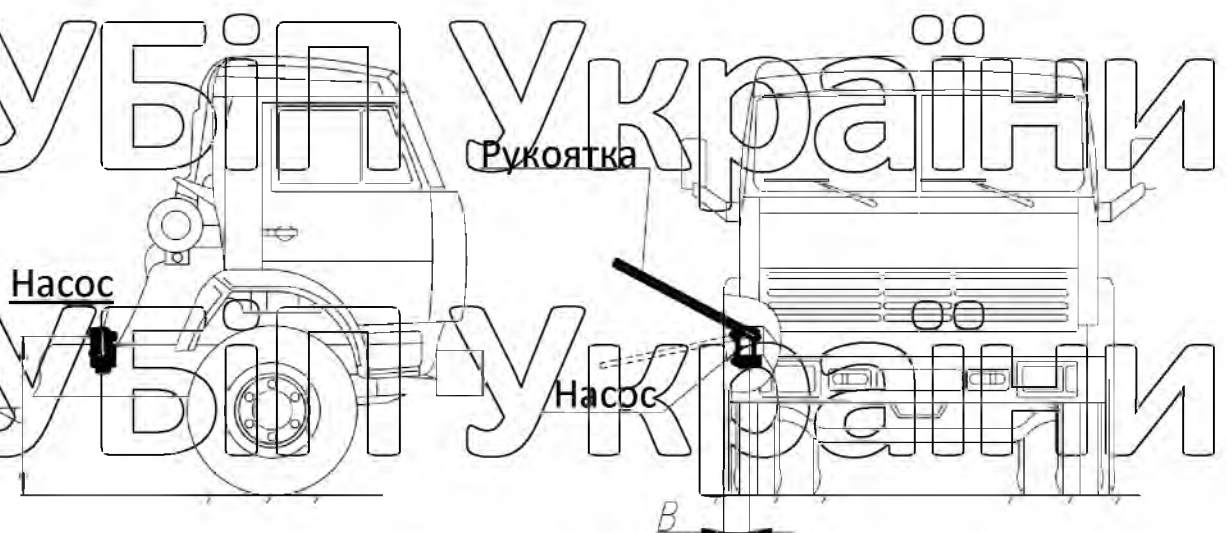
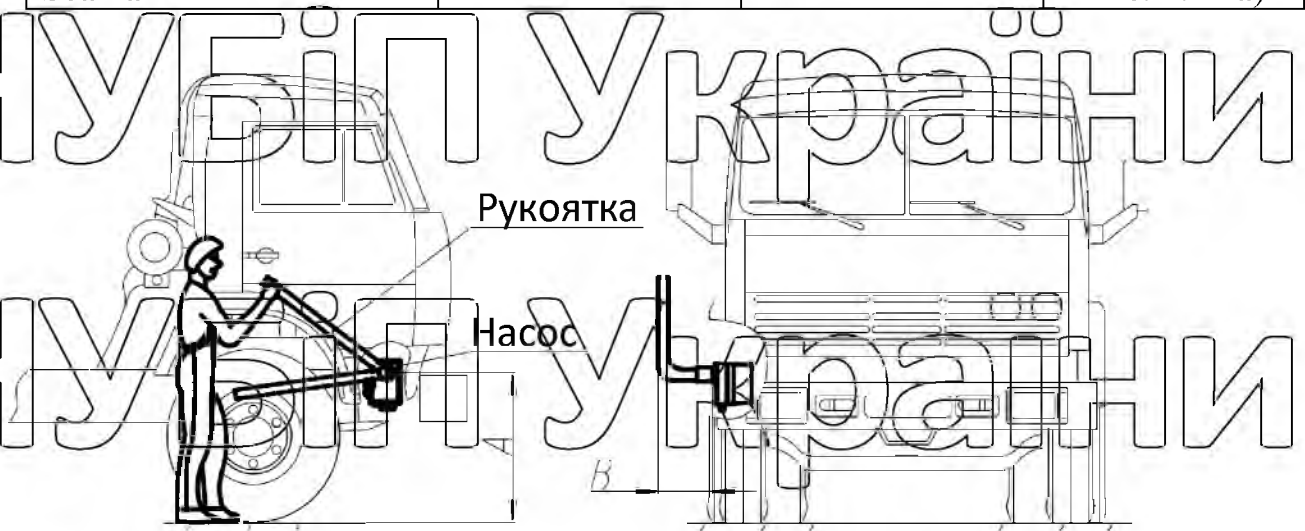
Рис. 2.10 Процес перекидання кабіни оператором

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)



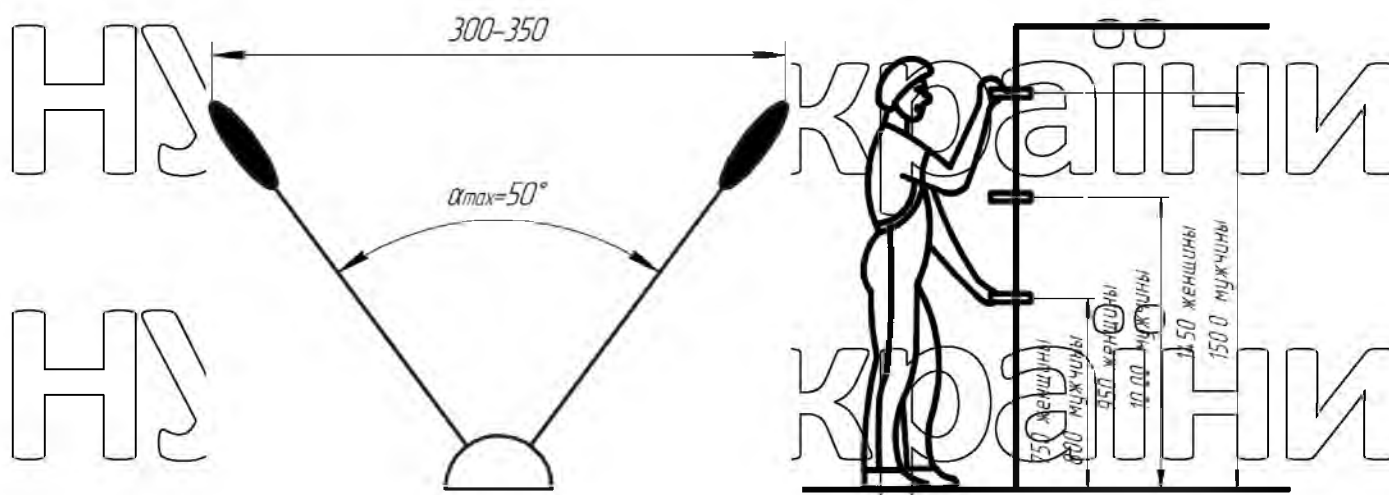
а – у передній частині кабіни; б – за кабіною

Рис. 2.11 Схема розташування насоса з ручним приводом гідравлічного механізму перекидання кабіни

Встановлено, що транспортні засоби мають або переднє розташування насоса (рис. 2.11 а), або його розташування знаходиться за кабінною (рис. 2.11 б).

Найчастіше зустрічається варіант, представлений рисунку 2.11 б. Як відомо, оптимальна висота розташування важеля, що управляє, повинна знаходитися на відстані 105 см від опорної поверхні (рис. 2.12 б) [53, 85], 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 положення в інше рухом руки без нахилу корпусу. Рекомендований шлях переміщення рукоятки становить 300 – 350 мм [85], а кут переміщення важеля має бути не більше 50° (рис. 2.12 а).



а – рекомендований хід та кут руху важеля; б – висота розміщення важелів на різних рівнях

Рис. 2.12 Параметри розташування важеля на робочому місці

Для вдосконалення процесу керування впливу людини доцільно ретельно

проаналізувати великі місця для кріплення гідравлічного насоса на транспортному засобі, враховуючи параметри рукоятки та рекомендовані зони розташування органів керування, представлені на рисунку 2.13.

Внаслідок проведеного аналізу результатів досліджень ергономіки пропонується формувати робоче місце оператора, параметри якого показано на рис. 2.13.



Рис. 2.13 Рекомендовані параметри робочого місця оператора при перекиданні кабіни

Особливу увагу необхідно приділяти формі та конструкції рукоятки. У [85] наголошується, що невдало обрана конструкція рукоятки може викликати випадкий локальний тиск на долоні в результаті призведе до заворювання.

На підставі проведеного аналізу параметрів робочого місця оператора було розроблено вдосконалену конструкцію рукоятки, параметри якої представлені на рисунку 2.13. Її форма виконана з урахуванням антропометричних характеристик оператора під час роботи стоячи.

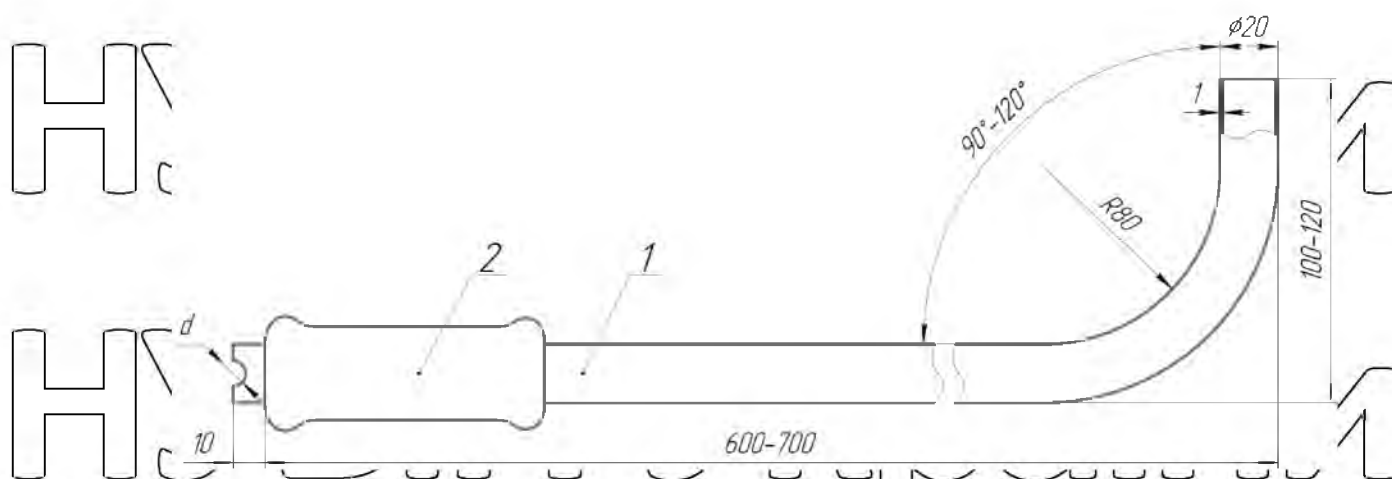


Рис. 2.14 – Рекомендована форма та параметри рукоятки

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 (перекидання або опускання kabini див. рис. 1.7, 1.8).

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.

2.3 Обґрунтування параметрів гідравлічного гальмівного пристрою механізму перекидання kabini

Для обмеження динамічних навантажень, що діють на елементи гідроприводу механізму перекидання та зниження швидкості руху kabini в процесі її мимовільного закидання або опускання, доцільно застосувати гальмування робочої рідини [1, 5, 11, 14, 54].

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. Однак, 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 [97]. Відомі два основних типи дроселів: ламінарний та турбулентний [54]. Для регулювання швидкості руху вихідної ланки гідроциліндра переважно використовують турбулентні дроселі (рис. 2.28).

Висновки до розділу

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.

Отримані критерії 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 $90-135^\circ$ та докладання зусилля у напрямку «на себе-від себе».

Отриманий результат дозволяє сформувати 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.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРЕКИДАННЯ КАБІНИ

Для проведення теоретичних досліджень робочих процесів гідравлічного механізму перекидання кабіни необхідно:

- описати функціональні зв'язки насоса та гідроциліндра;
- описати вхідний закон на приводну рукоятку насоса;
- скласти розрахункову математичну модель гідравлічного ланцюга;
- скласти розрахункову математичну модель руху ланок механізму перекидання кабіни на підставі рівняння Лагранжа другого роду;
- виконати імітаційне моделювання процесу перекидання кабіни.

Гідравлічні приводи управління різних об'єктів у більшості випадків є нелінійними системами, перехідні процеси в яких описуються системою лінійних і нелінійних диференціальних рівнянь. Нелінійність гідросистем обумовлена низкою чинників, головними з яких є нелінійні характеристики зовнішніх опорів (навантаження), пружність гідравлічної ланки, нелінійні втрати тиску магістралях, сили тертя, зона нечутливості, зазори, характеристики насичення.

Аналіз досліджень з динаміці гідроприводу різного призначення (технологічних машин-автоматів і систем гідроавтоматики) свідчить про прагнення дедалі повніше враховувати, реальні фізичні процеси, які у системах [3, 5, 11].

Зважаючи на безліч зв'язків, часто нелінійних, при теоретичному дослідженні динаміки перекидання кабіни слід скористатися методикою математичного моделювання на ПК.

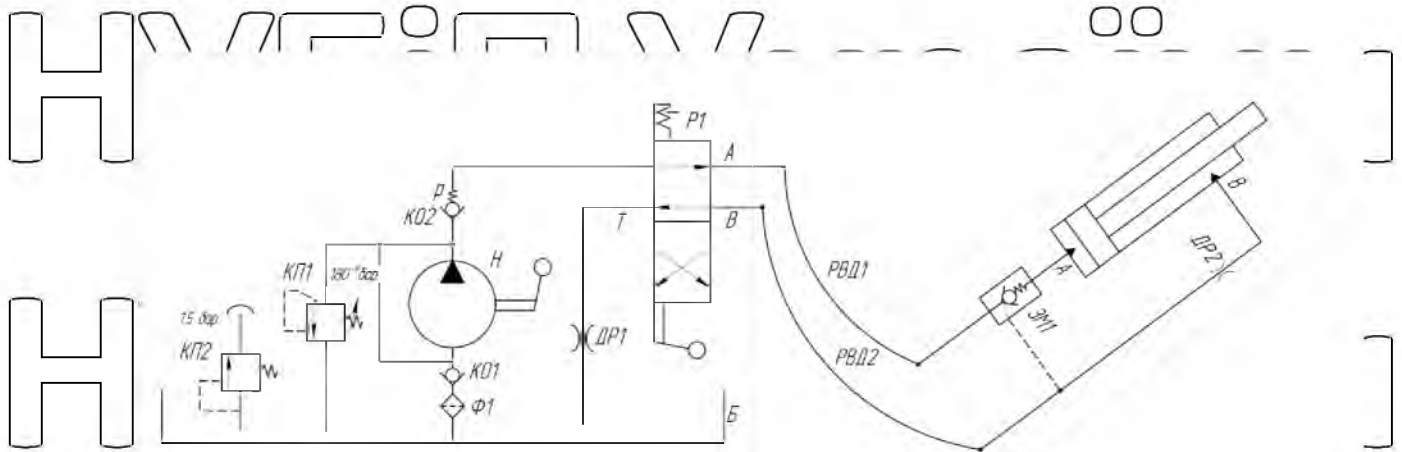
3.1 Математичний опис робочого процесу гідравлічного механізму

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 [89–91].

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



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.

Рис. 3.1 Принципова гідравлічна схема механізму перекидання кабіни

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, використовуються 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.

При розгляді динамічних процесів було зроблено такі припущення: хвильові процеси в гідравлічному ланцюзі впливають перехідний процес; в'язкість, щільність і температура робочої рідини та кількість нерозчиненого повітря в ній не змінюються з часом; відсутні витіку робочої рідини.

Керуюча дія на гідравлічний привід механізму перекидання кабіни формує людина на рукоятці насоса. З аналізу керуючих впливів при

перекиданні кабіни відомо, що величина, темп і швидкість переміщення рукоятки насоса мають стохастичний характер. Тому закон переміщення поршня насоса раціонально прийняти у вигляді періодичної функції, наприклад, синусоїдального закону.

$$y(t) = \frac{A}{2} \cdot \sin(\omega t - 0,5\omega) + \frac{A}{2} \quad (3.1)$$

де y – поточна координата поршня;

$\omega = 2\pi\nu$ – кутова частота (ν – лінійна частота переміщення рукоятки);

A – Амплітуда переміщення поршня насоса (робочий хід).

При зміні тиску у робочій рідині виділяється нерозчинений у ній газ, а за підвищення тиску утворюються каверни, заповнені повітрям. У цих випадках робоче середовище перетворюється на двофазне середовище. За певних умов утворюється суміш рідини та нерозчиненого в ній повітря [72-75]. Ці особливості є першочерговими у збільшенні стисливості середовища, що характеризується об'ємним модулем пружності.

Об'ємний модуль пружності робочої рідини $E_{см}$, що містить нерозчинене повітря, залежить від тиску рідини та кількості нерозчиненого повітря в ній [1, 11, 24]. Це справедливо при припущенні, що повітряні бульбашки при стисканні не розчиняються.

$$\frac{dp_{г}}{dt} = \frac{S_{п} \cdot \dot{y} - Q_{КО2} \cdot E_{см}}{S_{п}(A-y) + V_0} \quad (3.2)$$

3.2 Математичний опис робочого процесу гідравлічного механізму

перекидання кабіни з рекуперацією енергії

Процес опускання кабіни в транспортне положення після зони нестійкої рівноваги відбувається під дією сили тяжіння кабіни. Ця обставина дає підстави стверджувати, що для зниження енергетичних витрат людини при перекиданні кабіни, потенційну енергію кабіни, що опускається, доцільно рекуперувати.

Реалізувати процес рекуперації енергії можливо шляхом акумулювання потенційної енергії кабіни:

– за допомогою пружного елемента (торсійний вал, пружина)

– за допомогою гідравлічного енергоакумулятора.

Роботу системи рекуперації можна реалізувати шляхом застосування торсійного валу, що закручується при опусканні кабіни на певний кут. Цей процес можна проаналізувати з прикладу автомобіля КамАЗ-55111 [81]. Однак, використання торсіону як рекуперацію енергії можливе переважно на автомобілях з малогабаритними кабінами, як правило, мають маятникову систему підсороювання кабіни. Крім цього, збільшення насиченості компоновання передньої частини автомобіля ускладнює встановлення громіздких пружних елементів. При цьому в процесі експлуатації пружний елемент (торсіон) набуває залишкової деформації і потребує регулювання [85].

У пневмогідравлічному акумуляторі енергія накопичується за рахунок стиснення газу (повітря чи азот). Пневмогідравлічний акумулятор є закритою посудиною, заповненою стисненим газом з деяким початковим тиском зарядки.

При подачі в посудину рідини обсяг газової порожнини зменшується, внаслідок чого тиск газу підвищується [11, 17].

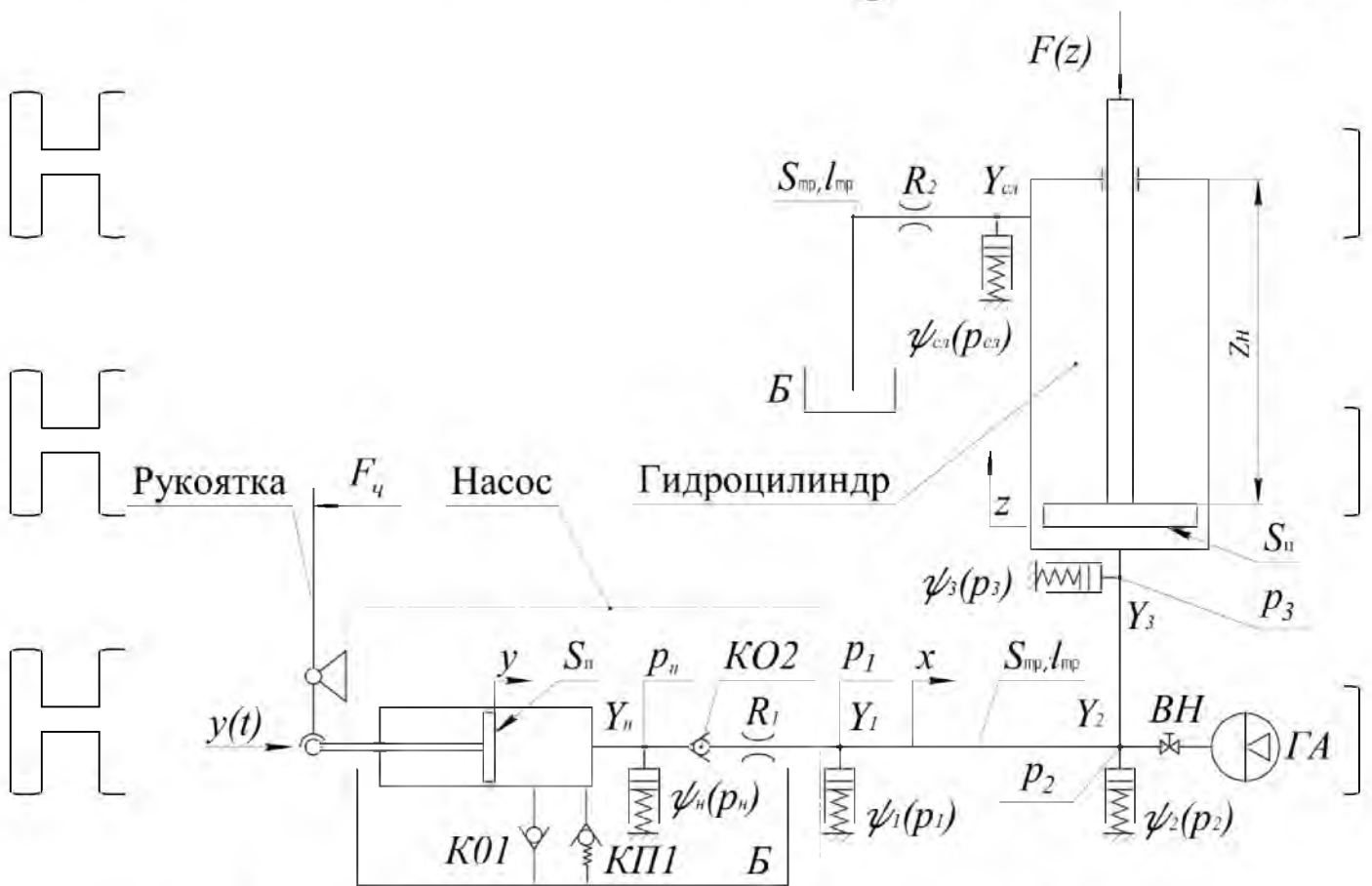
При невеликих значеннях тиску (до 4 МПа) обидва середовища в акумуляторі не поділяють. При тисках понад 4 МПа застосовують роздільники, причому, щоб уникнути утворення вибухонебезпечних сумішей, газову порожнину заповнюють азотом.

Уноді застосовуються гідравлічні акумулятори, у яких на поршень замість газу впливає пружина [10, 17]. Для математичного опису робочого процесу необхідно вибрати конструкцію та визначити робочі параметри енергоакумулятора.

При виборі конструкції та робочих параметрів енергоакумулятора керуються в основному прагненням отримати мінімальну вагу та об'єм, щоб при мінімальному діапазоні тиску було досягнуто максимальної корисної ємності енергоакумулятора.

Однак вибір параметрів гідравлічного акумулятора при заданій характеристиці гідравлічного механізму перекидання кабіни повинен ґрунтуватися на математичному описі процесу гідроприводу.

Для визначення параметрів робочого процесу було складено динамічну схему гідравлічного приводу механізму перекидання кабіни з енергоакумулятором, представлену на рисунку 3.3. При складанні динамічної схеми використовувалася динамічна схема гідроприводу (рис. 3.2) [69], яка доповнена пневмогідравлічним енергоакумулятором сферичного типу з мембранним поділом середовищ. На цю конструкцію механізму перекидання кабіни з енергоакумулятором отримано патент на корисну модель, зареєстрований у Державній службі інтелектуальної власності України [70].



ГА – пневмогідравлічний енергоакумулятор; ВН – вентиль

Рис. 3.3 Динамічна схема гідравлічного приводу механізму перекидання кабіни з енергоакумулятором

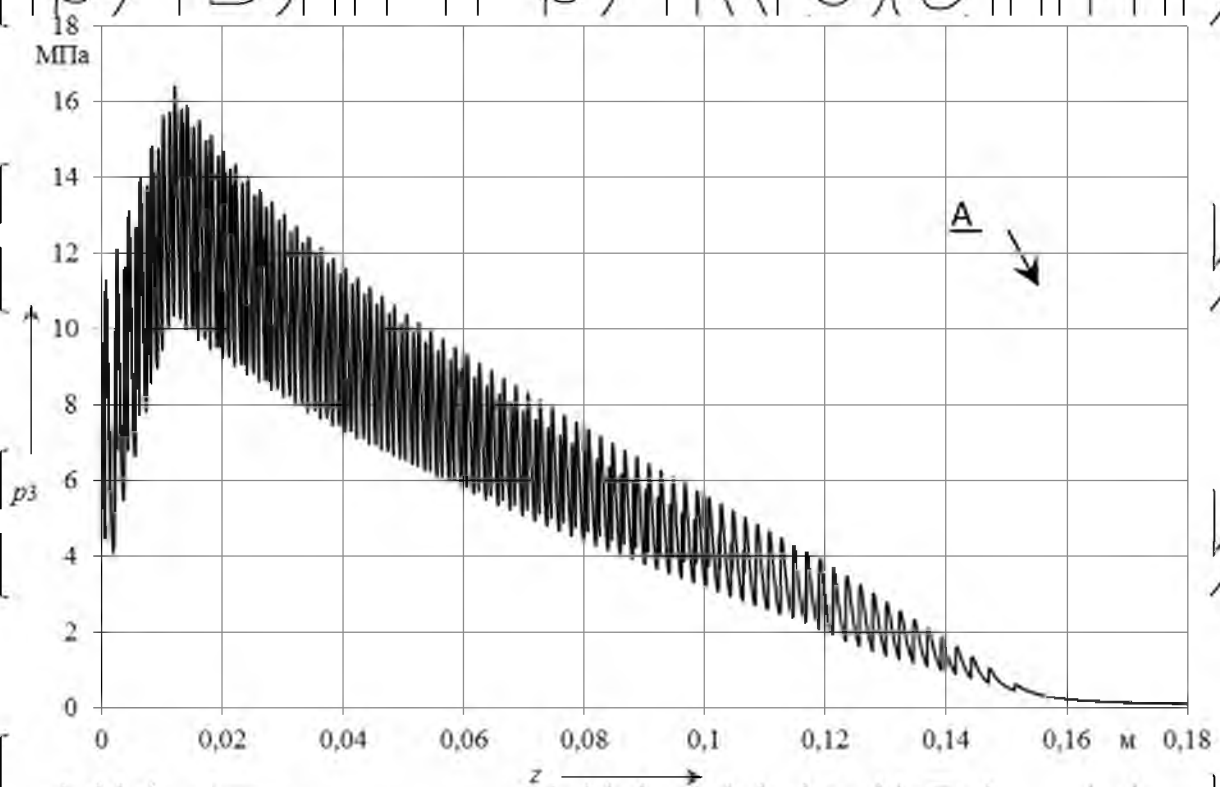
Процес опускання кабіни в транспортне положення відбувається під дією сили тяжіння ваони і характеризується підвищенням тиску за рахунок витіснення об'єму робочої рідини з гідроциліндра в енергоакумулятор. Цей процес відбувається за короткий проміжок часу. Це дає право стверджувати, що

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 гідروприводі, необхідно шток гідроциліндра перемістити на величину 0,08 м



A – становище нестійкої рівноваги

Рис. 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

$$V_{р.ж.} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot z, \quad (3.3)$$

де d_p – діаметр поршня гідроциліндра,

z – хід штока гідроциліндра, що бере участь у зарядженні

енергоакумулятора.

3.3 Геометричні та кінематичні відносини в механізмі перекидання кабіни

Аналіз геометричних параметрів показав, що геометрія механізму

перекидання кабіни визначається базою кутом її нахилу

3/ урахуванням рівнянь, що встановлюють зв'язки між змінними, що характеризують поточне положення ланок, а саме між координатами центрів мас ланок і кутами повороту ланок щодо осей, що проходять через їх центри

мас, кількість рівнянь, що описують роботу плоского механізму з одним

ступенем свободи, становить $6n - 1$. Зазначені рівняння дозволяють розрахувати всі характеристики руху плоского механізму

Лінійні та кутові координати всіх ланок механізму з доповненими зв'язками та з одним ступенем свободи, як відомо, повністю визначаються

однією узагальненою координатою, якою при моделюванні механічної частини гідроприводу може бути прийнята координата вихідної ланки гідроциліндра.

Якщо дію сил тертя з достатньою для практичних цілей точністю можна описати за допомогою так званої моделі рідинного тертя, відповідно до якої

сили тертя вважаються пропорційними відносним швидкостям руху ланок

механізму, або за допомогою математичної моделі, яка враховує лише сили сухого тертя, зумовлені статичними складовими навантаження у місцях зчленування ланок, шляхом виключення проміжних змінних вихідна система

рівнянь, що описують роботу механізму, може бути зведена до одного

диференціального нелінійного рівняння другого порядку щодо узагальненої координати [22, 54].

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	$l_{Ц}$	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

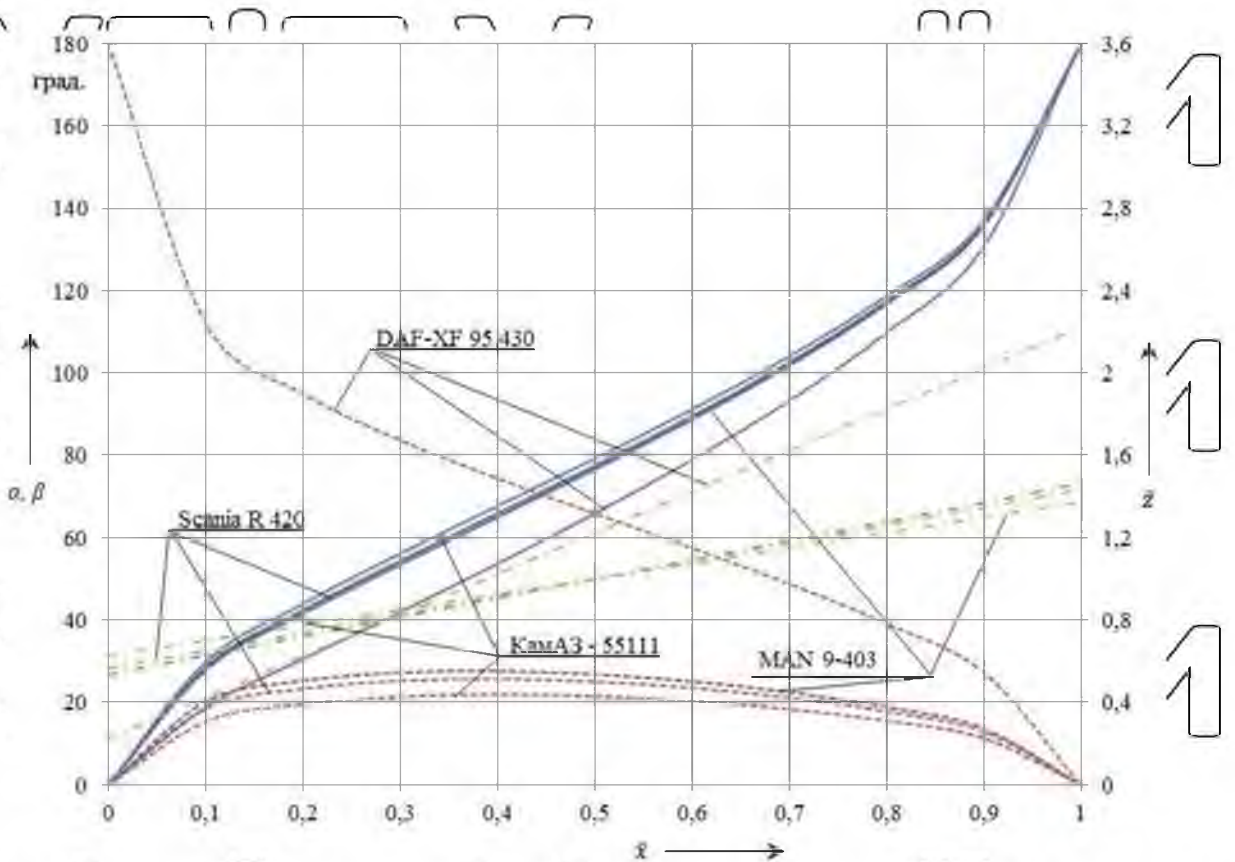


Рис. 3.5 Залежність геометричних параметрів механізму перекидання кабіни від x за фіксованих значень γ

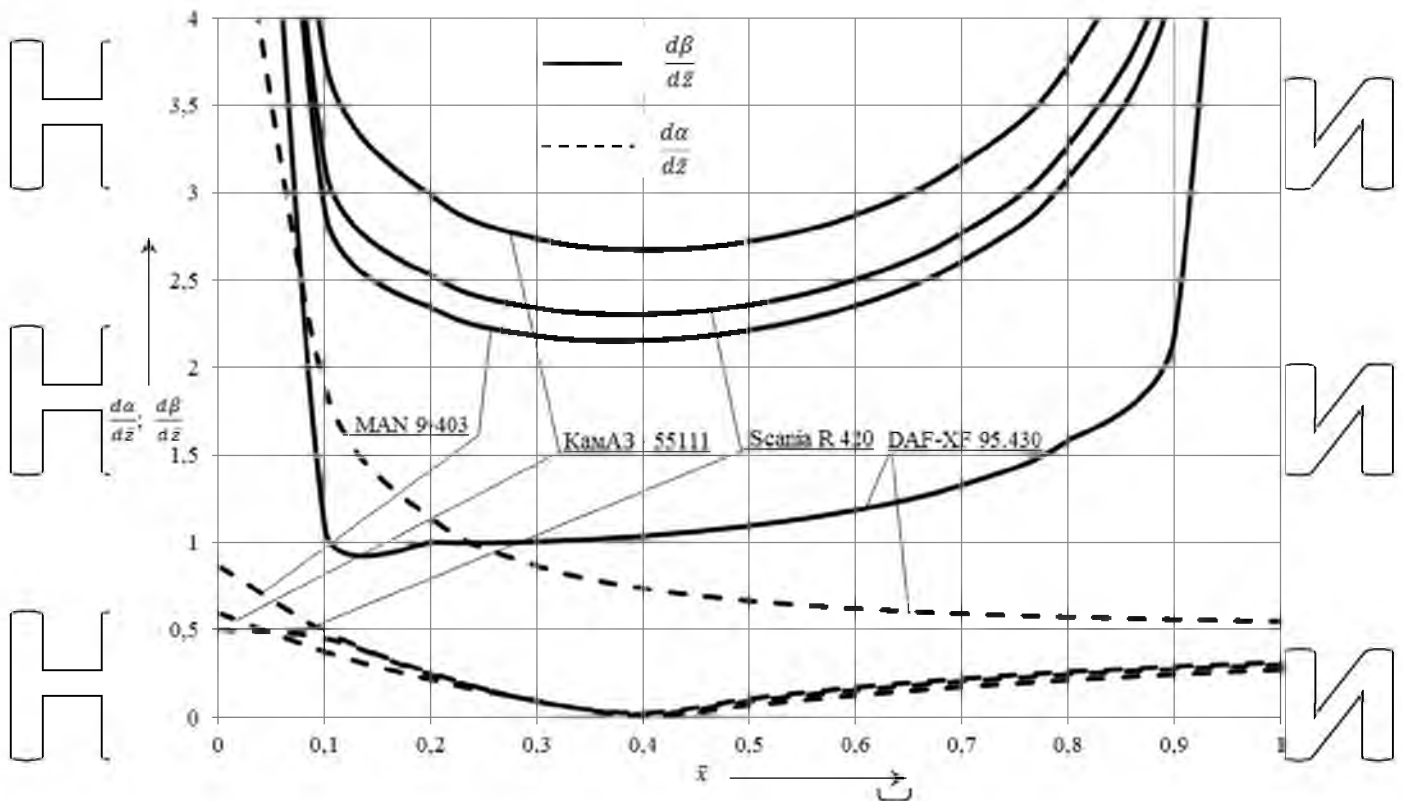


Рис. 3.6 Залежність кінематичних параметрів механізму перекидання кабіни від

γ за фіксованих значень γ
Рівняння руху механізму перекидання кабіни

Для складання рівнянь руху механізму перекидання кабіни приймемо такі припущення:

– зазори в місцях зчленування окремих ланок механічної частини приводу, що входить 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 з 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 на рисунку 2.9. При складанні диференціального рівняння руху

кабіни (центру мас) щодо осі повороту скористаємось рівнянням Лагранжа другого роду.

3.4. Програма, методика та результати дослідження математичної моделі на ПК

У системі Simulink прийнято групувати моделі об'єктів та пристроїв за функціональним рівнем: джерела сигналів, моделі, що моделюються, та реєструючі пристрої. Рис. 3.9 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.

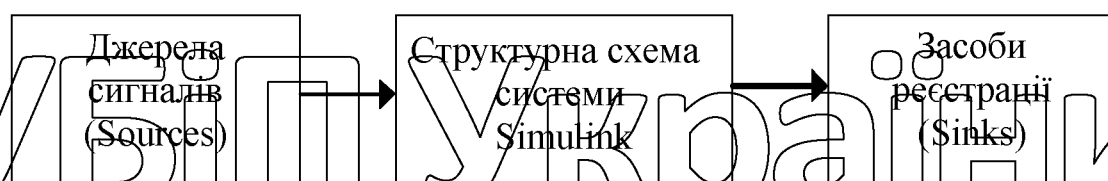


Рис. 3.9 Елементи моделі Simulink

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. 3.10).

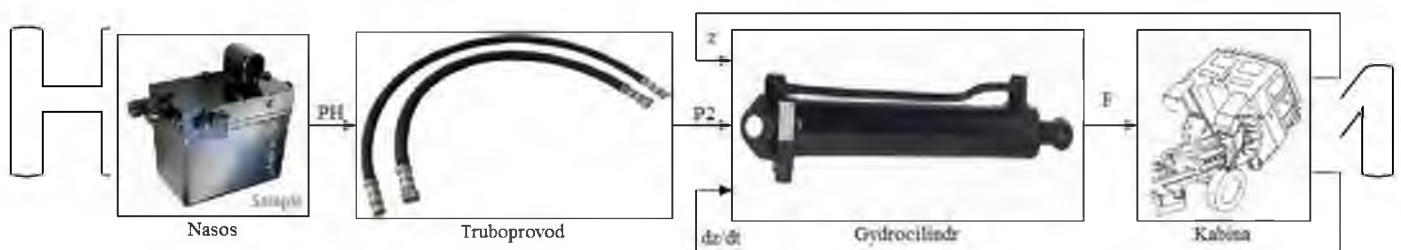


Рис. 3.10 – Структурна схема імітаційної моделі гідравлічного механізму перекидання кабіни

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 (рис. 3.11).

При дослідженні робочих процесів механізму перекидання кабіни прийнято, що частота на приводну рукоятку насоса зберігається постійної до положення нестійкого рівноваги кабіни. Перехід кабіни через стан нестійкого рівноваги визначається блоком Relational Operator 1 (рис. 3.11 а). 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.

Висновки у розділі

1. Набув подальшого розвитку математичного опису, який дозволяє досліджувати динамічні процеси гідравлічного механізму перекидання кабіни з гідравлічним циліндром двосторонньої дії з урахуванням динаміки руху центру мас кабіни щодо осі її повороту.

2. Запропонована математична модель може бути покладена в основу методики теоретичного дослідження експлуатаційних показників та динамічних характеристик гідравлічного механізму перекидання кабіни. Її достовірність надалі була підтверджена експериментальними дослідженнями.

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

4. Встановлено, що найбільш раціональним способом зниження витрат енергії є рекуперація потенційної енергії кабіни. Також встановлено, що незалежно від структури системи рекуперації, відсоток енергії, що рекуперується, не може бути більше ніж 63,2.

5. В результаті аналізу розвитку транспортних засобів категорії N-з безкапотним компонуванням встановлено, що торсіонні вали доцільно застосувати на транспортних засобах з невеликими габаритними параметрами кабіни, що має маятникову підвіску. Тому на перспективних транспортних засобах, як рекуперацію енергії, доцільно використовувати гідравлічний енергоакумулятор.

На підставі теоретичних досліджень було вдосконалено конструкцію гідравлічного механізму перекидання кабіни з енергоакумулятором, яка захищена патентом України [70] та прийнята у виробництво на ПАТ «АвтоКрАЗ».

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАНІЗМУ ПЕРЕКИДАННЯ КАБІНИ

4.1 Мета та завдання експериментального дослідження

Метою дослідження є:

- вивчення робочих процесів у гідравлічному механізмі перекидання кабіни;

- визначення енергетичних та потужних витрат людини при перекиданні кабіни;

зрівняння теоретичних та експериментальних результатів. Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі завдання:

- розробка контрольно-вимірювального комплексу;

- створення експериментального зразка насоса механізму перекидання кабіни;

- виконання комплексу експериментальних досліджень, передбачених програмою;

- обробка результатів експериментальних досліджень та виконання їх аналізу.

4.2. Програма, обладнання та методика експериментального дослідження

Експериментальні дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни проводилися на базі автомобіля КамАЗ-55111 (2004 р. в.), що серійно

випускається, що знаходиться в автогосподарстві. Основні елементи механізму перекидання кабіни зображені на рисунку 4.1. Кінематика механізму перекидання

кабіни забезпечує рух центру мас кабіни через станoviще нестійкої рівноваги.

Положення нестійкої рівноваги відповідає області розташування центру мас кабіни поблизу вертикальної осі, що проходить через вісь її повороту. У зв'язку

з цим розрізняють рух кабіни до положення нестійкої рівноваги і після. Вісь

перекидання кабіни розташована у передній частині кабіни жорстко закріплена на рамі. Задня частина кабіни підресорена [78].

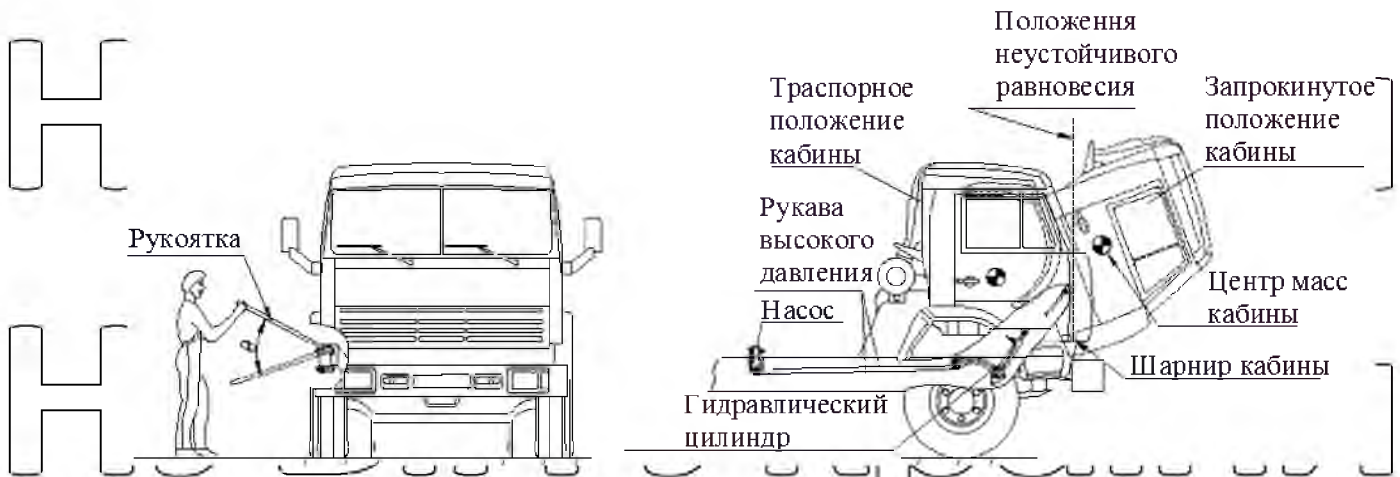


Рис. 4.1 Загальна схема розташування елементів гідравлічного механізму перекидання кабіни автомобіля КамАЗ-55111.

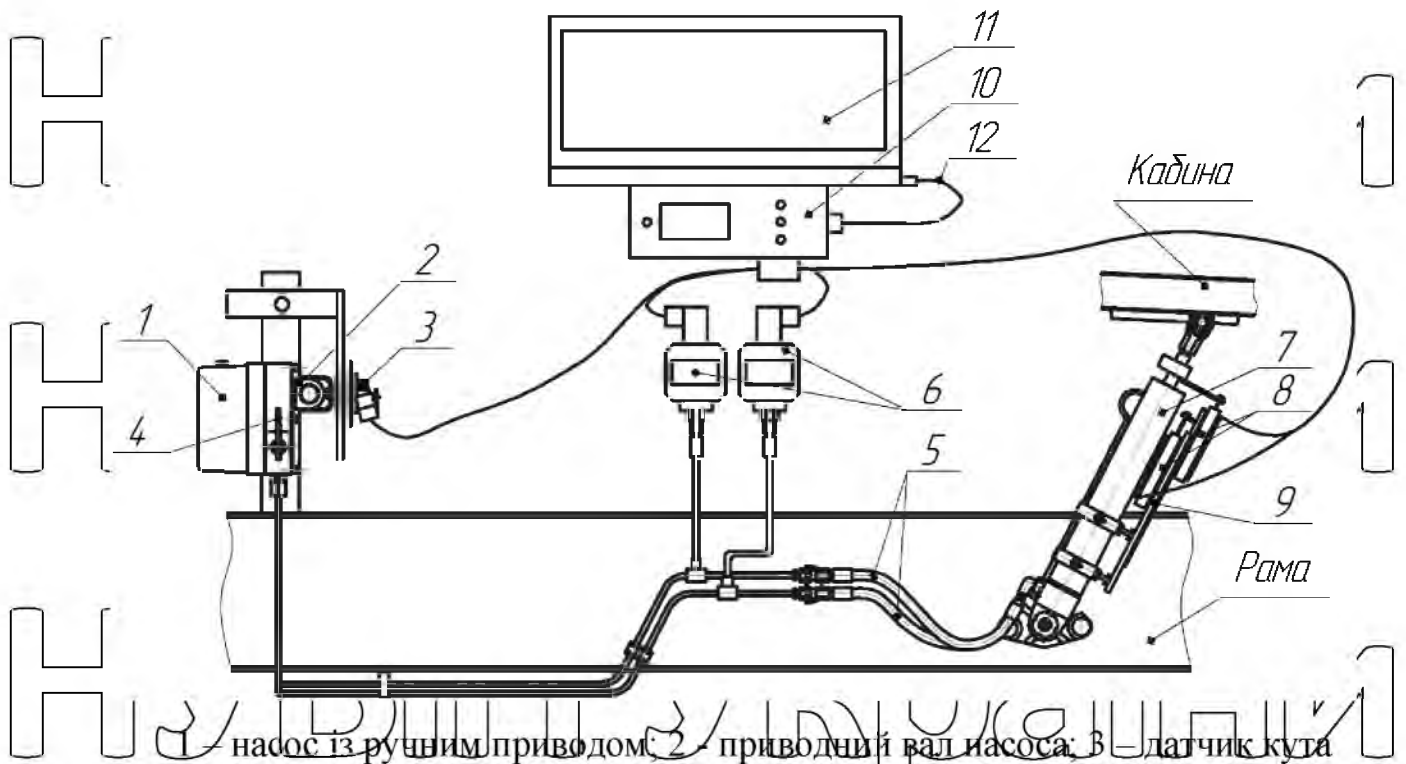
Гідравлічний механізм перекидання кабіни, що застосовується на досліджуваному зразку автомобіля КамАЗ-55111, включає:

- гідроциліндр двосторонньої дії з можливістю компенсації кінематичного ходу підвіски кабіни за рахунок поздовжнього отвору виконаного в вуху штока (діаметр поршневої порожнини 0,04м, діаметр штока 0,02м, повний хід штока 0,2м);

- гідравлічний насос 9645-5004010 (діаметр поршня 0,02м, робочий хід поршня 0,02м),

- трубопроводи високого тиску з внутрішнім діаметром 0,005 м. Для вимірювання та реєстрації вимірюваних параметрів робочого процесу гідравлічний механізм перекидання кабіни був оснащений вимірювальною апаратурою та реєструючим комплексом (рис. 4.2).

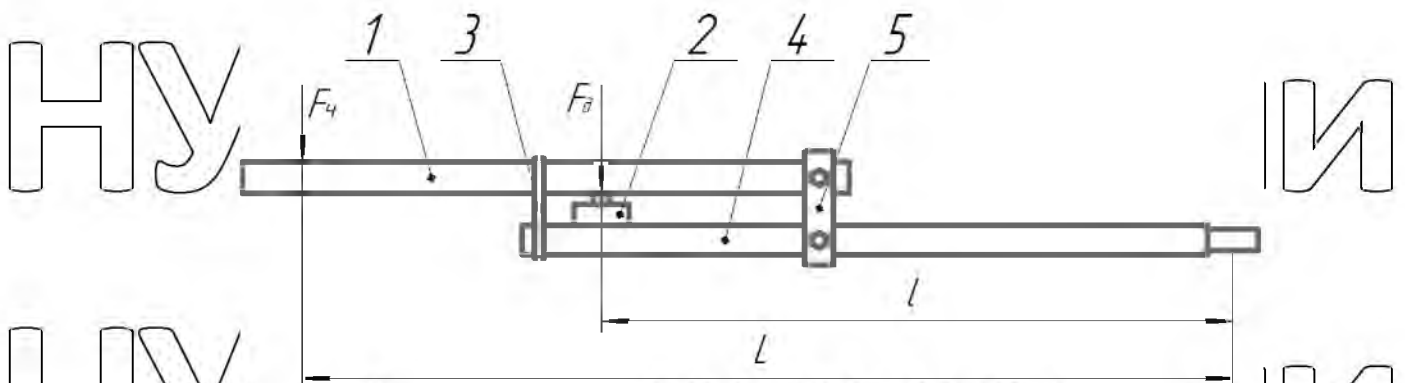
Метою проведення експериментального дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни передбачалася реєстрація в режимі реального часу наступних параметрів: зусилля на рукоятці, кута повороту приводного валу 2 насоса 1, тисків у поршневій і в штоковій порожнинах, переміщення штока гідроциліндра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



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 COM – порту

Рис. 4.2 Схема гідравлічного механізму перекидання кабіни з вимірювальною апаратурою та реєструючим комплексом:

Для вимірювання м'язового зусилля людини була розроблена спеціальна конструкція рукоятки насоса (рис. 4.3), що складається з основи 4 і важеля 1 з'єднані між собою через сережку 5. На кінці основи 4 закріплений тензOMETричний 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.



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.

Рис. 4.3 Конструктивна схема рукоятки

4.3. Результати експериментального дослідження гідравлічного механізму перекидання кабіни.

Для перетворення вимірювання зусилля впливу на ручку в електричний сигнал застосовується датчик тензорезистора моделі LPX 50 виробництва

Precision Transducers Ltd (Нова Зеландія, Австралія) (рис. 4.4) [82]. Датчик

складається з чутливого елемента циліндричної форми з наклеєними на нього тензорезисторами, корпусу з інструментальної сталі циліндричної форми з нікелевим покриттям, патрубку кабельного виведення та електричної схеми,

розміщеної в герметичному корпусі датчика. Чутливий елемент датчика працює

на стиск. При завантаженні тензорезисторного моста відповідною напругою та за

відсутності навантаження на чутливий елемент датчика, тензорезисторний міст знаходиться у рівноважному стані. При додашку навантаження на чутливий

елемент датчика, останній зазнає деформації, яка, у свою чергу, викликає

деформацію тензорезисторів. Деформація тензорезисторів призводить до зміни

опорів плечей тензорезисторного моста та його розбалансування. Внаслідок цього, електричний сигнал змінюється пропорційно навантаженню на чутливий

елемент датчика. Основні технічні параметри зусилля датчика LPX 50 наведені

в таблиці 4.1.



Рис. 4.4 Зовнішній вигляд датчика зусилля LPX 50

Таблиця 4.1

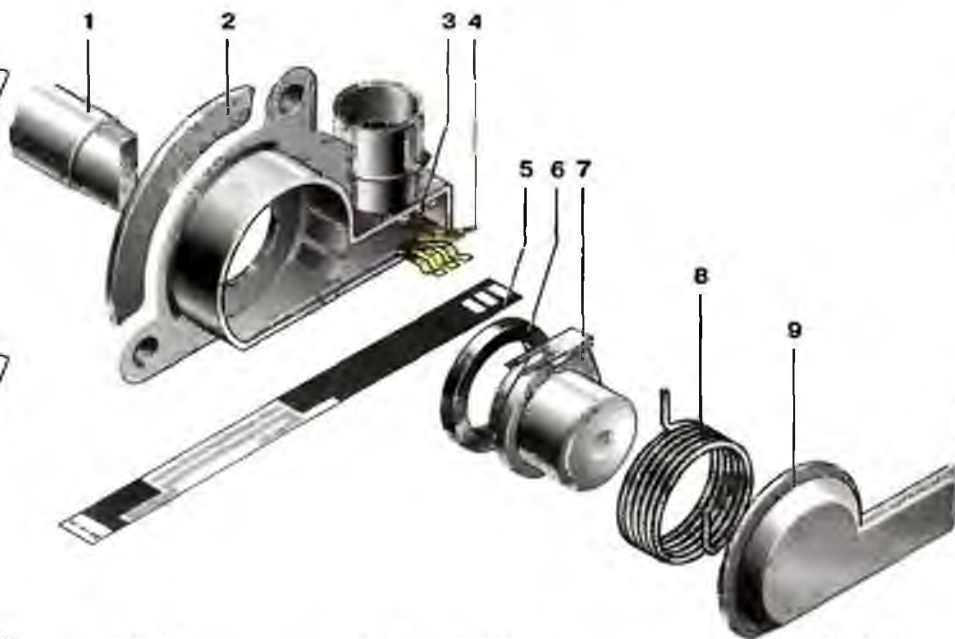
Параметри датчика зусилля LPX 50

Найменування параметру	Розмір параметра
Клас точності по МР 76 МОЗМ та ГОСТ 30129	3
Число перевірочних поділів, n	1000
Робочий коефіцієнт передачі, РКП, мВ/В	$2,0 \pm 0,1$
Початковий коефіцієнт передачі НКП, мВ/В	$0 \pm 0,02$
Нелінійність, % від РКП	0,1
Повторюваність, % від РКП	0,07
Напруга живлення,	5...20
Маса, кг	0,3
Габаритні розміри, мм	22x52
Діапазон робочих температур, °С	(-40...-5)
Вхідний опір, Ом	410
Вихідний опір, Ом	351
Опір ізоляції, МОм	>5000
Ступінь захисту	IP67
Допустиме навантаження, % від номін. навантаження	150
Руйнівне навантаження, % від номін. навантаження	>300
Номінальне навантаження, Н	500

Датчик призначений для цифрового візуального відображення

надлишкового тиску на 3,5-розрядному рідкокристалічному індикаторі і для перетворення надлишкового тиску в електричний сигнал [83]. Перетворювачі мають коректори нуля та діапазону вихідного сигналу із зонами регулювання не менше $\pm 2\%$.

Для вимірювання кута повороту приводного валу насоса застосовувався датчик положення дросельної заслінки 2112-1148200, призначений для автомобілів ВАЗ [25] (рис. 4.6). Датчик є потенціометром, на один висновок якого подається напруга, що дорівнює 5 В, а інший висновок з'єднаний з «масою». З третього виведення вихідний сигнал датчика подається до блоку обробки сигналів (БОС). Коли вал насоса починає обертатися, напруга на вихідному сигналі починає зростати. Відстежуючи величину вихідної напруги датчика, БОС визначає величину кута повороту приводного валу.



1 – вісь приводу датчика; 2 – корпус; 3 – контакти роз'єму; 4 – притискна пружина; 5 – резистивна пластина; 6 – сальник; 7 – контакти повзуна; 8 – зворотна пружина; 9 – кришка.

Рис. 4.6 Зовнішній вигляд датчика положення дросельної заслінки:

Основні технічні характеристики датчика положення дросельної заслінки наведені у табл. 4.3. Таблиця 4.3 – Параметри датчика положення дросельної заслінки

Найменування параметру	Розмір параметра
Напруга живлення постійного струму,	$5 \pm 0,05$
Вхідний опір, Ом	$6800 \pm 20\%$
Повний механічний кут повороту рухомої системи, град. не менше	$120 \pm 1^\circ$
Ефективний електричний кут функціональної характеристики, град.	від $(14,5 \pm 1)^\circ$ до $(111 \pm 1)^\circ$
Момент обертання осі датчика, Нм	100
Діапазон робочих температур, $^\circ\text{C}$	$-40 \dots +40$
Діапазон граничних температур, $^\circ\text{C}$	$-40 \dots +130$

При перекиданні кабіни на повний кут (60° град.) хід штока гідроциліндра становить приблизно 200 мм. Для вимірювання переміщення штока гідроциліндра були застосовані прецизійні потенціометричні датчики моделі CLP 13-100 з максимальним діапазоном вимірювання 100 мм виробництва Megatron Elektronik AG & Co (рис. 4.7) [25]. У зв'язку з тим, що максимальне переміщення штока перевищує межу вимірювання датчика, використовувалися два датчики CLP 13-100 встановлених послідовно на рухомій напрямній (див. рис. 4.2, 4.7).



Рис. 4.7 Зовнішній вигляд датчика CLP 13-100

Обробку та аналіз результатів дослідження найбільш доцільно виконувати з використанням сучасних цифрових ПС. Для цього експериментальний зразок був оснащений вимірювально-реєструючим комплексом, що складається з блоку обробки сигналів (БОС) та переносного

комп'ютера Notebook DELL D830 (рис. 4.8).



1 – БОС, 2 – переносний комп'ютер Notebook DELL D830.

Рис. 4.8 Загальний вид вимірювально-реєструючого комплексу

Згідно з програмою проведення експериментальних досліджень гідравлічного механізму перекидання кабіни на автомобіль КамАЗ-55111 (2004 р. в.) спочатку виконувались дослідження динаміки робочого процесу з гідравлічним насосом 9645-5004010 (рис. 4.11), а потім були проведені експериментальні насоси. ХАДІ 11.5004100.



1 – рукоятка; 2 – датчик зусилля; 3 – насос; 4 – датчик кута повороту

приводного валу насоса; 5 – гідроциліндр; 6 – датчики переміщення штока

гідроциліндра; 7 – вентиль; 8 – датчик тиску; 9 – ноутбук; 10 – БОС.

Рис. 4.11 Розташування компонентів та вимірювально-реєструючого комплексу при експериментальному дослідженні

В якості робочої рідини застосовувалося напівсинтетичне масло Лукойл ATF DEXRON 3IG, що виробляється за ТУ 0253-030-00148599-2005 [71]. Для визначення оцінки якості гідравлічного насоса пропонується регламентувати частоту зворотно-поступальних рухів 1 Гц.

На досліджуваному зразку гідравлічного механізму перекидання кабіни для рекуперації потенційної енергії кабіни встановлено два торсіонні вали (рис. 4.12) [78], які примусово можуть відключатися шляхом від'єднання важеля торсіону від торсіонного валу.

ВИСНОВКИ

НУВБІП України

У магістерській кваліфікаційній 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 –

НУВБІП України

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 ° 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 стримані 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. Методы контроля и диагностики эксплуатационных свойств смазочных материалов по параметрам термоокислительной стабильности и температурной стойкости: монография / Безбородов Ю.Н. и др. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2011. 367 с.

2. 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.

3. 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

4. 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.

5. Шульга Е.Ф., Щукина В.Н. Мониторинг качества движения и технического состояния транспортных средств. Вестник МГАУ им.В.П.Гарякина. Техника и технологии АПК. 2015. № 2. С. 43-47.

6. 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, 2004. 381с.

7. Аналитические исследования эксплуатации автотранспортных средств: монография / Г.Н. Груздов та інші. М.: РУСАЙНС, 2015. 144с.

8. Залож В. І. Підвищення ефективності контролю технічного стану транспортних дизелів шляхом використання методу аналітичної синхронізації даних моніторингу: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Нац. ун-т "Одес. морс. ак-я". Одеса. 2020. 137с.

9. Repin, S., Evtiulov, 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.

10. 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.

11. Голубев И.Г., Фадеев А.Ю., Макуев В.А. Оценка качества технического сервиса тракторов. Техника и оборудование для села. 2010. №7. С. 40–41.

12. Голубев И.Г. Организация сервисного обслуживания сельскохозяйственной техники зарубежными фирмами на российском рынке. Техника и оборудование для села. 2013. №6. С. 36–38.

13. Дидманидзе О.Н., Варнаков Д.В. Прогнозирование параметрической надежности двигателей автотранспортных средств в нормальном и специальном эксплуатационных режимах. Международный техникоэкономический журнал. 2013. №3. С. 94-98.

14. 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.

15. Успенский И.А., Безруков Д.В., Никологов И.Н. Роль диагностирования тормозных систем в повышении безопасности движения и эффективности технической эксплуатации. Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей. XII Международная научно-практическая конференция. Владимир: ВГТУ. 2010. С. 329–331.

16. 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

17. 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.

18. Салмин В.В. Обоснование эвристического метода оценки элементов

системы ВАРС. Транспорт Урала. 2011. №4. С. 12–16.

19. 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

20. 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

21. 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.

22. Дубіїн, Є. О., Клець, 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

23. 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.

24. Кореневский, Н. А., Разумова, К. В. Синтез коллективов гибридных нечетких моделей оценки состояния сложных систем. Научные технологии. 2014. Вип. 15(12). P. 31-39.

25. Афанасьева Т.В. Моделирование нечетких тенденций временных рядов Монография. Ульяновск: Изд-во УлГТУ, 2013. 214 с.

26. Ярушев, С. А., Аверкин, А. Н., Павлов, В. Ю. Когнитивные гибридные системы поддержки принятия решений и прогнозирования. Программные продукты и системы. 2017. Вип. 30(4). С. 57-68 5

27. Воронина В.В., Мухаметзянов А.Д., Балдина Ю.С. Разработка web-сервиса для работы с программируемыми логическими интегральными схемами. Automation of control Proec. 2015. №3(41). С.98-105

28. 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.

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

30. 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

31. 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

32. Субботин С.О. Метод синтеза нейро-нечетких моделей количественных зависимостей для решения задач диагностики и прогнозирования. *Радіелектроніка, інформатика, управління*. 2010. №1. С 121-127.

33. 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.

34. 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.

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

36. 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.

37. 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.

38. 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

39. 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. Вып. 7(1). С. 287-293.

40. 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

41. Poddubnaya, A. A., Keller, A. V. I. "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

42. 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.

43. 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. T. 3. С. 629-632.

44. Кухтов, В. Г., Щербак, О. В., Суминов, А. В. Расчет усталостной долговечности несущих систем технологических машин в nCode DesignLife. Научный журнал «Технічний сервіс агропромислового лісового та

транспортного комплексу». 2018. Вип. 13. С. 193-199.

45. 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 (Diagnostics). 4-7 Sept. 2018. Pilsen, Czech Republic. P. 1-4.

46. Лебедєв, А. Т., Артѣмов, М. П., Шуляк, М. Л., Лебедєва, 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.

47. 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.

48. 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.

49. Черный С.Г. Применение case based reasoning для поддержки принятия решений. Вестник ХНТУ. 2010. № 2(38). С. 336-342

50. 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.

51. 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.

52. Гринченко, О. С., Алфєров, О. І., Гринченко, А. С., Алфєров, А. М. Прогнозування показників механічної надійності за результатами прискорених

випробувань. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. 2013. Вип. 133. С. 155-161

53. Сорокін С. П., Козаченко О. В., Шкрегаль О. М., Каденко В. С., Блезнюк О. В., Возуля 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

54. ГОСТ 18322-78. Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения. Введ. 15.11.1978. М.: Издательство стандартов, 1991. 15 с.

55. 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.

56. 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

57. Николайчук О.А. Методы, модели и инструментальное средство для исследования надежности и безопасности сложных технических систем: автореф. дис... д-ра техн. наук : 05.13.01. Иркутск. 2010. 37 с.

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

59. 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.

60. Хабибуллин Р.Г., Макарова И.В., Беляев Э.И., Мухаметдинов Э.М. Предупреждение отказов как основа повышения эксплуатационной надежности автомобилей. Автомобильная промышленность. 2013. № 7. С. 20-23.

61. 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.

62. 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

63. 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 сільського господарства, виробництва, галузеве машинобудування*. 2015. №28. С.126-131.

64. Полянський А.С., Строков А.П., Кальченко Б.И. Оценка, нормирование и обеспечение надежности автотранспортных двигателей. *Вісник ХНАДУ*. 2005. С. 86-95

65. Tulenov, A., Pemebekov, S., Dzhususbekov, A., Tortbayeva, D., Manzula, K. Main models of optimizing indicators of reliability of motor vehicles. *In industrial technologies and engineering. ICITE-2018*. P. 216-219.