

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

КОСИЙ Роман Анатолійович

УДК 629.113 - 592 : 62 - 592.53

**РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМІВНОГО КРАНА
ПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМІВНОГО ПРИВОДУ АВТОТРАНСПОРТНОГО
ЗАСОБУ**

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

АВТОРЕФЕРАТ

*дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук*

Харків 2000

Дисертацію є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобілів Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету Міністерства освіти та науки України.

Науковий керівник:

кандидат технічних наук, доцент
Богомолов Віктор Олександрович,
Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет,
професор кафедри автомобілів

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович, Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет, завідувач кафедри машинобудування та ремонту машин

кандидат технічних наук **Смірнов Володимир Іванович**, АТ "Харківський тракторний завод", заступник головного конструктора

Провідна установа:

ВАТ "Український науково-дослідний інститут сільськогосподарського машинобудування", м. Харків

Захист відбудеться «11» жовтня 2000 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої Вченої ради ВАК України Д 64.059.02 при Харківському державному автомобільно-дорожньому технічному університеті за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету (м. Харків, вул. Петровського, 25).

Автореферат розісланий «8» 09 2000 р.

Вчений секретар
спеціалізованої Вченої ради,
д-р техн. наук, проф.

Варфоломеев

В.М. Варфоломеев

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ. У даний час все більш жорсткі вимоги ставляться до гальмівних систем автотранспортних засобів. Це пов'язано зі збільшенням середньої швидкості руху і повної маси транспортних засобів. У зв'язку з цим усе більшу актуальність набуває проблема виконання Правил №13 ЄЕК ООН автотранспортними засобами (АТЗ). Рухомий склад, оснащений традиційною двоконтурною робочою гальмівною системою, не завжди у змозі забезпечити процес загальмування, який відповідає вимогам зазначених правил. Подальший розвиток пневмоприводу з двоконтурною гальмівною системою не завжди є найбільш раціональним напрямком. Трьохконтурна робоча гальмівна система є більш простою і надійною у порівнянні з двоконтурною.

Актуальність теми. Найважливішим елементом трьохконтурної системи є трьохсекційний гальмівний кран. Існує два основних типи гальмівних кранів – з послідовним та паралельним розташуванням секцій. Нині в Україні найбільше розповсюджені крані з послідовним розміщенням секцій. Даний тип кранів у деяких випадках не відповідає вимогам Правил №13 ЄЕК ООН.

Досвід розробки і створення гальмівних кранів з паралельним розташуванням секцій мають фірма Knorr Bremse (Німеччина), ЗІЛ (Росія) і МАЗ (Білорусь). Таким чином виникла необхідність створення нової конструкції гальмівного крана, який спроможний керувати трьохконтурною гальмівною системою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дана робота є складовою частиною досліджень кафедри автомобілів, що сприяють вирішенню проблеми "Безпека дорожнього руху". Комплексна тема досліджень "Системне проектування та конструктування транспортних засобів, забезпечуючих необхідну активну безпеку дорожнього руху". Одним з напрямків досліджень є системний підхід при вдосконаленні гальмівних приводів автотранспортних засобів, де здобувач виконував дослідження по удосконаленню працездатності гальмівних кранів.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення активної безпеки транспортних засобів шляхом створення та дослідження дво- і трьохсекційних гальмівних кранів пневматичного гальмівного приводу транспортних засобів.

Для досягнення поставленої мети були вирішенні такі задачі:

1. Визначена принципова схема гальмівного крана та розроблені конструкції його модифікацій.
2. Проведено оптимізацію основних параметрів, визначені статичні та динамічні характеристики крана та його модифікацій з використанням розробленої математичної моделі.
3. Теоретично досліджені характеристики гальмівного крана з послідовним розташуванням секцій в аварійних режимах роботи.
4. Проведена експериментальна оцінка ефективності запропонованих конструкцій гальмівних кранів по зрівнянню з тими, що серійно випускаються.

Об'єкт досліджень – можливість підвищення ефективності функціонування пневматичного гальмівного приводу в нормальніх і аварійних режимах.

Предмет дослідження – вплив конструкції гальмівного крана на ефективність роботи пневматичного гальмівного приводу.

Методи дослідження. Для досягнення поставленої мети проведено *аналіз* існуючих конструкцій гальмівних кранів і методик їх проектування, зроблено *синтез* конструкції нового трьохсекційного гальмівного крана з паралельним розташуванням секцій, виконана *оптимізація* основних параметрів секцій і приводного пристрою гальмівного крана, проведено *програмування* роботи гальмівного крана в складі пневматичного гальмівного приводу в нормальному й аварійному режимах, виконаний *порівняльний аналіз* із краном ПААЗ.

Наукова новизна роботи полягає в визначенні впливу тертя в приводі секцій, різної настройки секцій, гідравлічних опорів елементів пневматичних апаратів та трубопроводів, які змінюються за часом, на статичні та динамічні характеристики гальмівних кранів, а також в одержанні фізичної моделі перехідних процесів в трубопроводі з використанням чергування елементів дросель-емкість.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Пакет програм моделювання роботи гальмівного крана дозволяє оптимізувати основні параметри гальмівних кранів на етапі проектування, що значно зменшує кількість конструкторсько-експериментальних робіт. Методика моделювання роботи гальмівного крана може бути використана під час проектування інших пневматичних апаратів.
 2. Пакет програм моделювання процесів наповнення-опорожнення в умовах пневматичного гальмівного приводу дозволяє оптимізувати основні параметри лінії гальмівний кран – споживач стиснутого повітря, що зменшує кількість конструкторсько-експериментальних робіт.
 3. Двосекційні моделі гальмівних кранів можуть використовуватись на існуючих транспортних засобах із пневматичним гальмівним приводом, трьохсекційні – на нових транспортних засобах із трьохконтурною робочою гальмівною системою.

Результати досліджень використовуються на заводах ВАЗ (Вовчанський агрегатний завод), ЮМЗ, КрАЗ, ЛАЗ. Дослідженнями зацікавилися такі заводи, як ЗІЛ, МАЗ і КамАЗ.

Особистий внесок здобувача:

1. Розроблена методика розрахунку статичної характеристики гальмівного крана. У тому числі розроблена методика розрахунку з урахуванням різних налагоджень секцій, а також з урахуванням тертя в приводі секцій.
 2. Розроблена методика моделювання динамічних характеристик секцій гальмівних кранів. В процесі моделювання динамічної характеристики гальмівного крана з трубопроводом невеликої довжини враховувалась залежність коефіцієнту опору трубопроводу від режиму руху повітря. Під час моделювання динамічної характеристики гальмівного крана з трубопроводом великої довжини запропоновано засіб розрахунку наповнення-опорожнення

шляхом заміни їх еквівалентною системою, у вигляді чергування елементів дросель-емкість.

3. Розроблена методика моделювання роботи гальмівних кранів в умовах обриву трубопроводу на різних відстанях від гальмівного крана, визначена причина утворення динамічного підпору.

Аprobacія результатів дисертації

Дисертаційна робота обговорена і схвалена на розширеному засіданні кафедри автомобілів Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного університету. Основні результати дослідження доповідалися: на Міжнародній науково-технічній конференції (м. Ташкент, 1996 р.); на 15-й Науково-технічній конференції «Активна безпека автомобіля» (м. Москва, 5-6 липня 1996 р.); на Міжнародній науковій конференції «Сучасні транспортні проблеми» (м. Харків, 1996 р.) та на щорічних наукових конференціях викладачів (м. Харків, ХДАДТУ, 1996-1999 р.).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковані в 6 наукових роботах, в тому числі 3 у фахових виданнях.

Обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Робота складається з 153 сторінок основного тексту, 40 рисунків та 2 таблиць. Список використаних джерел налічує 117 найменувань. До роботи додано 4 додатки.

КОРОТКИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано тему дисертаційної роботи, яка спрямовується на вдосконалення пневматичного гальмівного приводу шляхом використання трьохконтурної робочої гальмівної системи, а також гальмівного крана нової конструкції.

Перший розділ присвячений аналізу вихідних характеристик основних конструкцій гальмівних кранів та методик їх проектування.

У розділі розглянуті конструкції основних різновидів гальмівних кранів, а також огляд методик розрахунку. Розроблена класифікація гальмівних кранів.



Рис.1 Основні різновиди гальмівних кранів робочої гальмівної системи

Визначені конструктивні рішення, що сприяють ефективній роботі крана, а також наявність цих рішень у відомих гальмівних кранах.

Таблиця 1

Ступінь відповідності гальмівних кранів переважним класифікаційним ознакам

Ознаки → Кран	Модиф. із 2 і 3 секції	Парал. секції	Важіль. і підпел. модиф.	Секції прямої дії	Поршн. слідкуч. елемент	Розвантажені клапана	Нижнє розташ. вип. вік.	Випуск. Вікна у кожній секції	Керуюч. Елем. у вигляді цил. пр.
ЗіЛ 1 с.	—	...	—	+	—	—	—	...	+
ЗіЛ ком	—	+	—	—	—	—	—	—	+
ЗіЛ 2с.	—	+	—	+	—	—	—	—	+
МАЗ	—	+	—	—	+	—	+	—	+
WABCO	+	—	+	+	+	—	+	—	—
Knott 2с	+	+	+	+	+	—	—	—	+
Клофт 3с	+	+	+	+	+	—	—	—	+
БПІ ком	+	—	+	—	+	—	—	—	—
БПІ 3с	+	—	+	+	+	—	+	—	—
Він 1с	—	...	—	—	—	—	—	...	+
Він шв.	—	...	—	+	+	—	—	...	+
Він ком	—	+	—	—	+	—	—	+	+
Полт	+	—	+	—	+	—	+	—	—

Порівняльна оцінка існуючих моделей гальмівних кранів дозволила визначити, що відомі конструкції гальмівних кранів недостатньо виконують свої функціональні задачі. Недоліки конструкцій гальмівних кранів пояснюються тим, що існуючі методики розрахунку характеристик гальмівних кранів не враховують тертя в приводному устрої гальмівного крана, черговість спрацьовування секцій, застосування цілком розвантаженого клапанного вузла, застосування чисельних методів моделювання, можливість визначення видаткових характеристик без коефіцієнта видатку повітря μ , не розглянуті аварійні режими роботи гальмівних кранів.

У другому розділі проводиться теоретичне обґрунтування вибору схеми і параметрів проектованого гальмівного крана.

При натискуванні на педаль тиск в керуючій порожнечі Б (рис.2):

$$P_{2v} = \frac{4 \times (P + P_{kvp} - F_k - P_{pr} - P_{sle})}{\pi d_1^2 - d_3^2} - p_r \times (d_3^2 - d_4^2), \quad (1)$$

де P – сила дії приводу на секцію; P_{kvp} – критична сила спрацьовування випускного клапана; P_{sle} – сила зворотної пружини на слідкучому елементі; P_{pr} – попередній тиск пружини клапана без регулюючих шайб; F_{tp} – сумарна сила

тертя ущільнюючих кілець поршня 3 і клапана 4 об направляючі поверхні; p_r – тиск у порожнечі А; d_1 – діаметр слідкучого поршня; d_3 – діаметр сідла впускного клапана; d_4 – посадковий діаметр двосідельного клапана, на який не діє тиск в ресивері.

Зворотна гілка статичної характеристики визначається аналогічно.

Завдання оптимізації приводного пристрою секцій зводиться до визначення параметрів пружини 7 (рис.3) і плеча важелю 1. Одним з критеріїв оптимізації є відношення вільного ходу педалі до робочого, це відношення повинно наблизитися до мінімуму, однак досягнути цього не вдається через обмеження.

Розрахунок статичної характеристики ведеться з урахуванням сил і моментів тертя.

Тertia в приводі секції впливає на характеристики секцій гальмівного крана в залежності від зусилля на педаль і не впливає на характеристики в залежності від зусилля на пружину слідкучого елемента, бо тертя росте зі збільшенням зусилля на важіль.

Однією з переваг розглянутої конструкції гальмівного крана є можливість регулювання черговості спрацьовування секцій. Момент спрацьовування середньої секції 2 (рис.3) відносно крайніх залежить від товщини пакетів регулюючих шайб між тарілкою 5 і пружиною 7 кожної секції. Момент початку спрацьовування крайньої секції 1 (рис.4) відносно секції 3 (або навпаки) регулюється за допомогою регулюючих шайб 8 між пружиною 7 і корпусом випускного вікна 9.

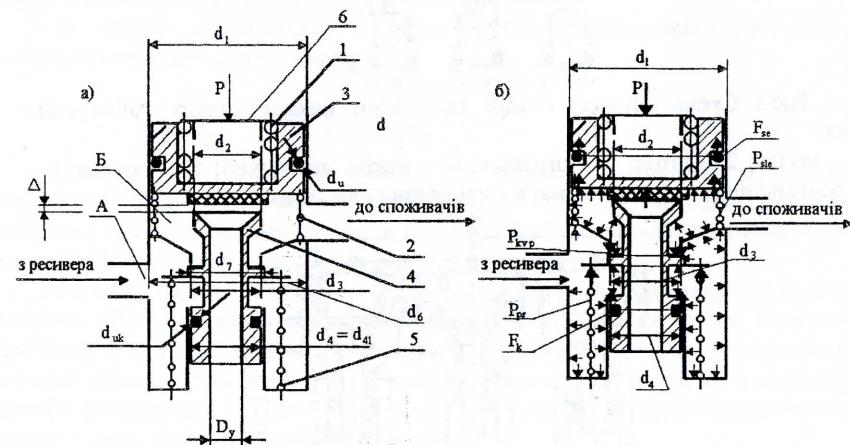


Рис.2 Розрахункова схема секції гальмівного крана (а) і схема сил, діючих в секції гальмівного крана на прямій гілці статичної характеристики (б): d_2 – діаметр сідла випускного клапана; d_1 – діаметр слідкучого клапана; d_u – діаметр перетину ущільнюючого кільця слідкучого поршня, d_{uk} – діаметр перетину ущільнюючого кільця двосідельного клапана; D_y – діаметр мінімально необхідного еквівалентного прохідного перетину; Δ – зазор випускного клапана

під час випуску, мінімально необхідний зазор; F_{se} - сила тертя між ущільнюючим кільцем слідкуючого елемента і стінками корпусу; F_k - сила тертя між ущільнюючим кільцем двосідельного клапана і направляючою поверхнею випускного вікна.

Моделювання статичної характеристики необхідно вести з урахуванням налагоджень. Попередній стиск пружин клапана секцій 1 і 3 розраховується з урахуванням товщини h_1 і h_3 регулюючих шайб 8 крайніх секцій.

$$P_{pr1} = P_{pr} + h_1 \times c_{kl}, \quad P_{pr3} = P_{pr} + h_3 \times c_{kl}, \quad (2)$$

де c_{kl} - жорсткість пружини клапана.

Визначаємо робочий хід пружин слідкуючих поршнів крайніх секцій:

$$b_{bi} = b_{b2i} - h_2, \quad (3)$$

де h_2 - товщина шайби 6 (рис.3).

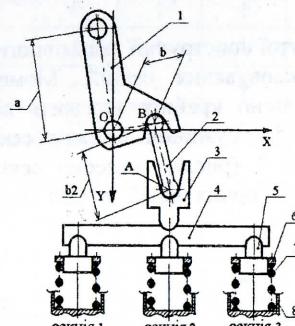


Рис.3 Схема приводу секцій важільного трьохсекційного гальмівного крана:

1 – важіль; 2 – шток; 3 – штовхач; 4 – важіль двуплечий; 5 – тарілка; 6 – регулюючі шайби; 7 – пружина; 8 – слідкуючий поршень

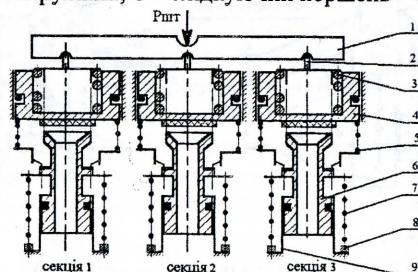


Рис.4 Схема регулювання моменту початку спрацювання крайніх секцій:

1 – важіль двуплечий; 2 – тарілка; 3 – пружина слідкуючого поршню; 4 – слідкуючий поршень; 5 – зворотна пружина слідкуючого поршню; 6 – клапан; 7 – пружина клапана; 8 – регулююча шайба

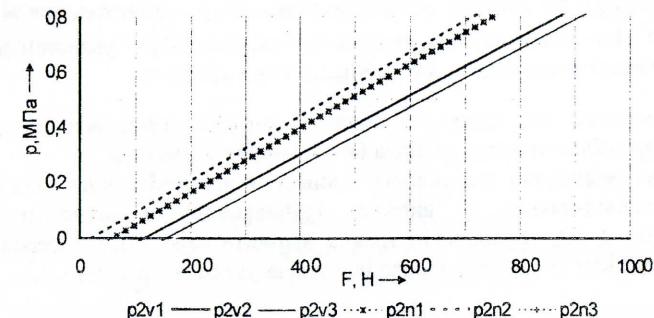


Рис.5 Розрахункова статична характеристика трьохсекційного гальмівного крана по зусиллю на важелі в одному з можливих варіантів налагодження:

p2v1, 3 – загальмовування крайніх секцій; p2v2 – загальмовування середньої секції; p2n1, 3 – розгальмовування крайніх секцій; p2n2 – розгальмовування середньої секції

Характеристика гальмівного крана (рис.5) поліпшилась завдяки застосуванню вибраної принципової схеми гальмівного крана і оптимізації його основних функціональних параметрів.

У третьому розділі розглядаються питання, пов'язані з динамічними процесами, що відбуваються під час загальмовування-розгальмовування, а також в разі аварійної роботи гальмівних кранів.

В основі моделювання процесів наповнення-опорожнювання була покладена наступна функція видатку:

$$\phi(\sigma) = \frac{1 - \sigma^2}{\sqrt{2k(\zeta - \ln \sigma)}}. \quad (4)$$

Під час використання функції (4) немає необхідності розбивати переходний процес на два режими (докритичний і надкритичний). Данна функція містить в собі, в якості аргументу, коефіцієнт опору і дозволяє розраховувати переходний процес, не маючи значення коефіцієнта видатку μ .

Модель наповнення ємкості складена з урахуванням часу відкриття клапана. При різноманітному ступені відкриття клапана міняється значення коефіцієнта гідралічного опору клапана ζ . Переходний процес з урахуванням великої кількості чинників зручніше моделювати з використанням чисельних засобів розрахунку. Також враховується закономірність зміни гідралічного опору $\zeta = f(h_{kl}(t))$ у тарілчастому клапані:

$$\zeta_{kl} = \frac{\Delta H}{\gamma \omega_0^2} = \alpha_0 + \beta_0, \quad \alpha_0 = 0,55 + 4 \left(\frac{b_t}{D_0} - 0,1 \right), \quad \beta_0 = \frac{0,155}{\left(\frac{h_{kl}}{D_c} \right)^2}, \quad (5)$$

де ΔH - падіння тиску на опорі, Па; γ - питома маса повітря в робочих умовах

$\text{кг}/\text{м}^3$; ω_0 - середня по перерізу швидкість газу, $\text{м}/\text{s}$; g - прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{s}^2$; b_0 - ширина кільцевого поясу клапана; D_0 - умовний діаметр прохідного перерізу клапана; $h_{\text{кл}}$ ($0 < h_{\text{кл}} < h_{\text{кл},\text{max}}$) - хід клапана.

В залежності від відкриття клапана потрібно врахувати непостійні величини гіdraulічного опору клапана і опору інших елементів.

Під час розрахунку переходного процесу, в ланцюзі секція гальмівного крана-трубопровід-ємкість, у випадку трубопроводу відносно невеликої довжини (біля 5 м), трубопровід можна замінити ємкістю і зосередженим опором. Коефіцієнт опору трубопроводу визначається за формулою:

$$\zeta_{\text{тр}} = \lambda \frac{l_{\text{тр}}}{D_r}, \quad (6)$$

де λ - коефіцієнт тертя повітря по стінках трубопроводу; $l_{\text{тр}}$ - довжина трубопроводу; D_r - гіdraulічний діаметр трубки

Під час розрахунку автомобільного пневмоприводу коефіцієнт тертя повітря в трубці приймався звичайно постійним. Таке допущення пояснюється неможливістю отримання аналітичного рішення диференційних рівнянь переходних процесів при врахуванні змінної λ . При вирішенні диференційних рівнянь чисельним методом деяке ускладнення математичної моделі при врахуванні змінної λ не призводить до значних труднощів.

Величину коефіцієнта тертя повітря в трубці повітря можна визначити:

у турбулентному режимі ($Re > 2000$) $\lambda = 0,1(\bar{\Delta} + \frac{68}{Re})^{0.25}$; у ламінарному $\lambda = \frac{64}{Re}$,
де $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_r}$ - відносна жорсткість стінок трубки; Δ - абсолютна жорсткість стінок трубки; Re - критерій Рейнольдса.

Характер зміни коефіцієнта опору трубопроводу при наповненні і опорожнюванні наведено на рис.6.

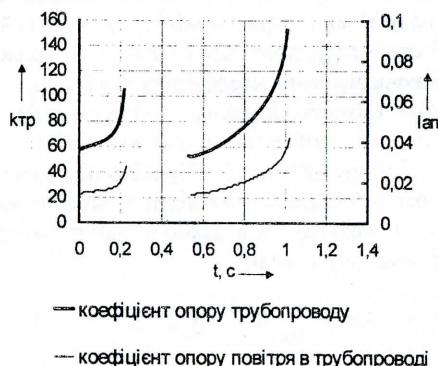


Рис.6 Параметри опору трубопроводу

Перехідний процес в пневмоланцюзі із змінним об'ємом виконавчого органу (пневмоциліндр, рис.7) описується наступним рівнянням:

$$p_1 = f \cdot v_{\text{np}} p_0 \int_{t=0}^{t_{\text{р, max}}} \frac{\sqrt{2k(\zeta - \ln \sigma)}}{c_{\text{np}} \left(1 + \frac{1}{k} \right) p_1 + \frac{1}{k} \left(V_0 - \frac{F^2}{c_{\text{np}}} p_1 \right)} dt. \quad (7)$$

Тиск при опорожнюванні знаходиться аналогічно.

Розрахункова динамічна характеристика секції гальмівного крана з трубопроводом невеликої довжини відображенна на рис.8.

Пропонується наступний варіант моделювання переходного процесу секції гальмівного крана з трубопроводом великої довжини. Розбиваємо трубопровід на декілька дільниць. Оскільки наповнювати гальмівні камери через такий довгий трубопровід недоцільно, тоді споживачем мас бути слідкучий апарат.

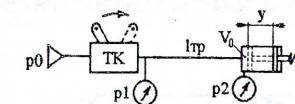


Рис.7 Розрахункова схема визначення динамічної характеристики гальмівного крана з ємкістю змінного об'єму

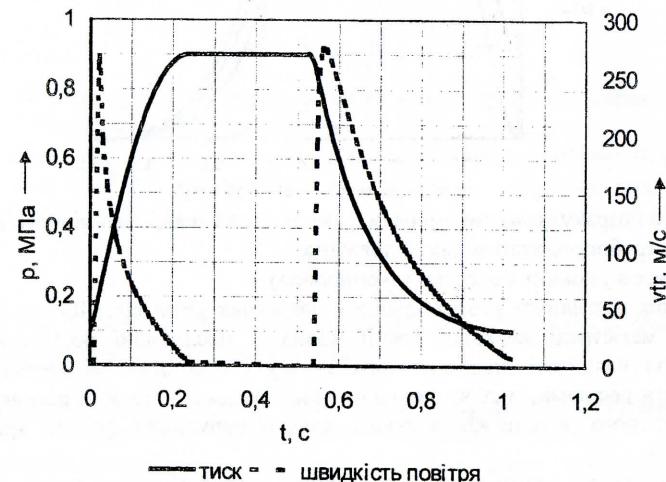


Рис.8 Розрахункова динамічна характеристика секції гальмівного крана з трубопроводом невеликої довжини:

Розрахункова схема секції гальмівного крана і довгого трубопроводу показана на рис.9. Секція гальмівного крана показана у вигляді змінного опору ζ_1 . Ємкість трубопроводу рівномірно розподілена в ємкостях V1... V6.

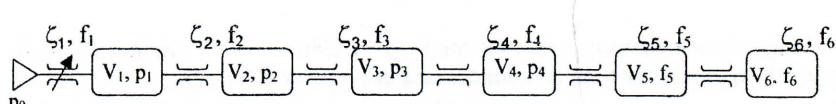


Рис.9 Розрахункова схема секції гальмівного крана і довгого трубопроводу, приведеної вигляді ланцюга ДС-ЛАНOK

Характеристика наповнення трубопроводу описується системою рівнянь, яка достатньо просто розкривається чисельним інтегруванням, в інтегральній формі вона має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = \frac{kV_{kp}}{V_1} \left(f_1 \int_{t=0}^{t_{pmax}} p_0 \varphi \left(\frac{p_1}{p_0}, \zeta_1 \right) dt - f_2 \int_{t=0}^{t_{pmax}} p_1 \varphi \left(\frac{p_2}{p_1}, \zeta_2 \right) dt \right); \\ \dots \\ p_5 = \frac{kV_{kp}}{V_5} \left(f_5 \int_{t=0}^{t_{pmax}} p_4 \varphi \left(\frac{p_5}{p_4}, \zeta_5 \right) dt - f_6 \int_{t=0}^{t_{pmax}} p_5 \varphi \left(\frac{p_6}{p_5}, \zeta_6 \right) dt \right); \\ p_6 = \frac{kV_{kp}}{V_6} f_6 \int_{t=0}^{t_{pmax}} p_5 \varphi \left(\frac{p_6}{p_5}, \zeta_6 \right) dt. \end{array} \right. \quad (8)$$

Під час опорожнювання складається аналогічна система.

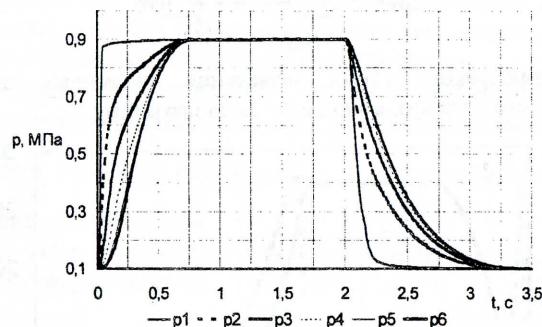


Рис.10 Розрахункова динамічна характеристика секції гальмівного крана з трубопроводом великої довжини:

$p_1 \dots p_6$ – тиск в умовних ємкостях трубопроводу

Також розглянута робота кранів в аварійних режимах. Під час обриву випускної магістралі верхньої секції крана з послідовно розташованими секціями, за наявності пневматичного зв'язку і особливостей кінематичної взаємодії між секціями, тиск на виході нижньої не досягає тиску в ресивері. Під час паралельного розташування секцій даного порушення роботи крана не відбувається.

Розрахункова схема для визначення динамічної складової надана на рис.11.

Сила струменя, який діє на поршень:

$$P_{\text{диндв}} = 2Q_m v_p, \quad (9)$$

де Q_m – масова витрата повітря; v_p – швидкість струменя повітря при виході з випускного клапана.

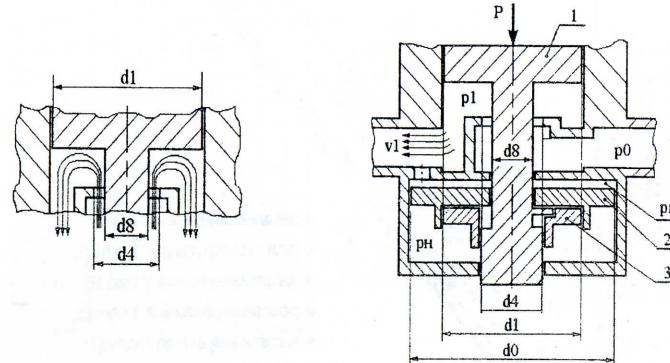


Рис.11 Розрахункові схеми для визначення динамічної і статичної складових сил, які діють на слідкучий поршень:

1 – слідкучий поршень верхньої секції; 2 – прискорюючий поршень нижньої секції; 3 – слідкучий поршень нижньої секції; P – сила пружного елемента; p_0, p_1, p_B, p_R – тиск; $d_0 \dots d_8$ – діаметри

Математична модель опорожнення ресивера при натиску на педаль буде аналогічно викладеній вище методіці.

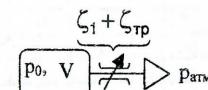


Рис.12 Розрахункова схема для визначення переходної характеристики опорожнення пневмобалону

Тиск p_B (див. рис.11) під час виходу повітря з пневмобалону буде трохи нижчим, ніж тиск p_1 , через велику швидкість v_1 струменя над отвором пневмозв'язку. Втрати напору:

$$P_A = \frac{\alpha v_1^2 \rho}{2}, \quad (10)$$

де $\alpha = 1,05 \dots 1,1$ – коефіцієнт кінетичної енергії; v_1 – швидкість повітря над отвором пневмозв'язку; ρ – щільність повітря.

Четвертий розділ присвячений експериментальному підтвердженню проведених теоретичних досліджень. Отримані статичні, динамічні характеристики розроблених гальмівних кранів, а також характеристики в аварійних умовах. Здійснено порівняння характеристик розроблених гальмівних кранів з найбільш розповсюдженім в нашій країні краном ПААЗ.

Деякі характеристики наведені на рис.13...15. На рис.15 бачимо, що, на відміну від крана ПААЗ, розроблений гальмівний кран в аварійному режимі працює тривко і не піддається негативному впливу динамічного підпору.

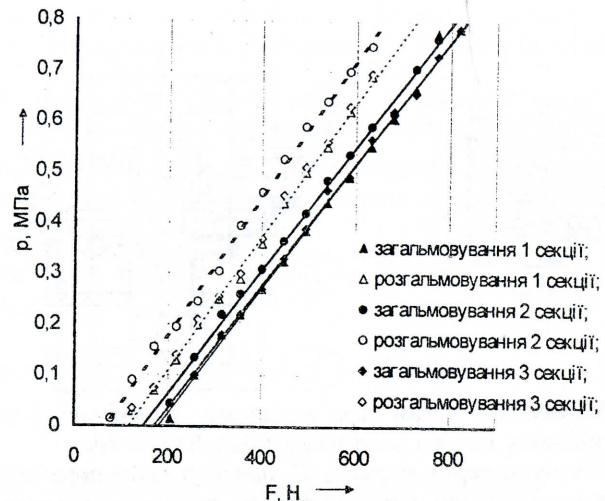


Рис.13 Статична характеристика важільного трьохсекційного гальмівного крана по зусиллю на важелі

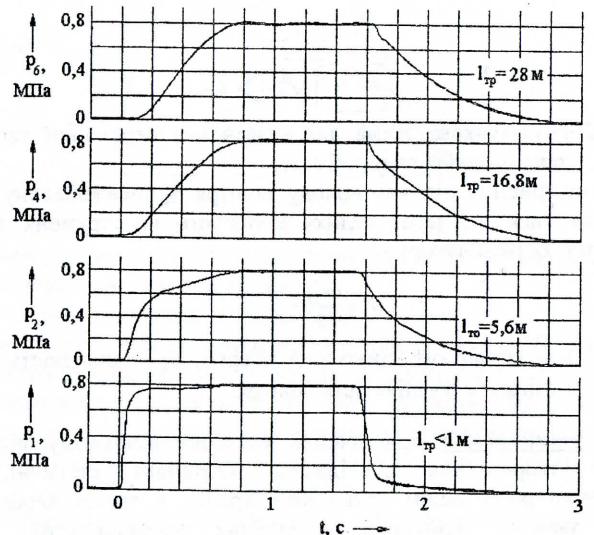


Рис.14 Динамічна характеристика секції нового гальмівного крана з трубопроводом великої довжини:
 $p_1 \dots p_6$ – тиск в різноманітних місцях трубопроводу; l_{tp} – відстань від гальмівного крана до місця контролю тиску

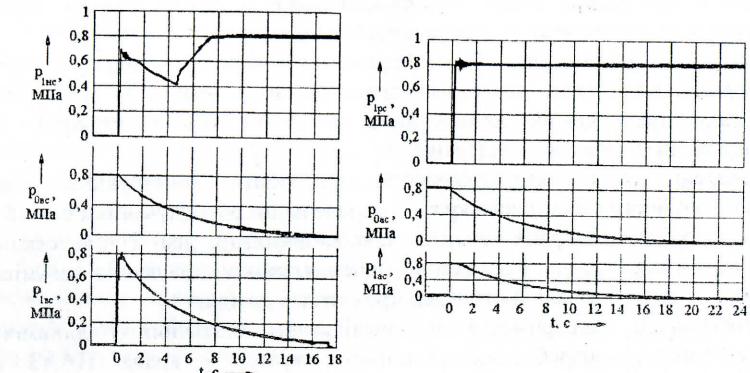


Рис.15 Характеристики крана ПААЗ (ліворуч) і розріблениого гальмівного крана (праворуч) з обривом трубопроводу на відстані 5,6 м від гальмівного крана:

p_{inc} – тиск в магістралі нижньої секції; p_{bsc} – тиск в опорожненому ресивері верхньої секції; p_{bs} – тиск на початку пошкодженої магістралі нижньої секції; p_{lpc} – тиск в магістралі робочої секції; p_{bac} – тиск в опорожненому ресивері аварійної секції; p_{lac} – тиск на початку пошкодженої магістралі аварійної секції

ВИСНОВКИ

1. Аналіз існуючих конструкцій гальмівних кранів і методик їх проектування дозволив виявити їх недосконалість, обумовлену недостатньою вивченістю фізичних процесів, що протикають у них, і великою кількістю допущень, прийнятих при розрахунках.
2. Урахування сил тертя в приводному пристрої і черговості спрацьовування секцій дозволив створити удосконалену методику розрахунку статичних характеристик, оптимізувати основні параметри секцій і приводного устрою гальмівного крана. При оптимізації вдалося знизити приводне зусилля секцій і гістерезис, підвищити стабільність статичних характеристик і уніфікувати сполучаємі елементи. Наприклад, розроблений трьохсекційний кран при досягненні максимального тиску має зусилля на важелі 840 Н, що менше, ніж у двосекційного крана ПААЗ (900 Н). Розроблений двосекційний кран має зусилля на важелі 550 Н.
3. Використання функції видатку Герц-Крейніна дозволило запропонувати методику моделювання на ЕОМ перехідних процесів без одержання експериментальних даних про значення коефіцієнтів витрати повітря. У математичній моделі враховується миттевий гідрравлічний опір впускового і випускового клапанів, що відповідають ступеню їх відкриття, також враховується миттеве значення коефіцієнта тертя повітря об стінки трубопроводу.
4. Представлення трубопроводу великої довжини у вигляді ємкостей, з'єднаних між собою зосередженими опорами, дозволило моделювати перехідні

- процеси при роботі секції гальмівного крана в складі контуру великої довжини, як у нормальніх, так і аварійних умовах.
5. Методика моделювання роботи гальмівного крана у випадку обриву випускної магістралі, дозволила довести, що в кранів із послідовним розташуванням секцій вплив динамічного підпора негативний, а з рівнобіжними секціями – відсутній.
 6. Проведені дослідження дозволили розробити конструкцію нового трьохсекційного гальмівного крана з паралельним розташуванням секцій. На базі розробленого крана створені такі модифікації: дво- і трьохсекційні, важільні і підпедальні. На технічні рішення, використовувані в гальмівних кранах, подано 3 заявики отримані пріоритетні довідки.
 7. Порівняльні експериментальні дослідження статичних і динамічних характеристик розроблених гальмівних кранів і крана ПААЗ при нормальніх і аварійних режимах роботи показали наступні переваги нових гальмівних кранів: цілком відсутній негативний ефект динамічного підпора, у той час як у крана ПААЗ час порушені роботи, у залежності від довжини обірваного трубопроводу, 4...24 с; регульовані, більш стабільні статичні характеристики; менше приводне зусилля; більша (у середньому на 10%) швидкість розгальмовування; працездатність при температурі навколошного середовища до -50 °C. Результати іспитів підтвердили вірність математичних моделей.

Основний зміст положень дисертаційної роботи викладено в наступних працях:

1. Богомолов В.А., Косый Р.А., Сопко А.Д. Тормозной кран, объединенный с регулятором тормозных сил. // Автомобильный транспорт.– Вып. 1.– Харьков: ХГАДТУ, 1999.– с. 30-31 (25%).
2. Туренко А.Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Косый Р. А. Новые тормозные краны из Волчанска, «Автомобильная промышленность», 1997, №8, с. 18-20 (50%).
3. Туренко А.Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Косый Р. А. Тормозные краны с параллельным расположением секций. Вестник ХГАДТУ, 1998 – Вып. 7, 2 стр. (75%).
4. Туренко А.Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Косый Р. А. Повышение эффективности тормозных систем грузовых автомобилей. Труды международной научно-технической конференции. Том 2, Ташкент, 1996, с. 59-64 (25%).
5. Туренко А.Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Косый Р. А. Семейство новых тормозных кранов. 15-я Научно-техническая конференция «Активная безопасность автомобиля», 5-6 июня 1996, г Москва, 12 с. (25%).
6. Туренко А.Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Косый Р. А. Совершенствование конструкций тормозных систем пассажирских автотранспортных средств. Международная научная конференция «Современные транспортные проблемы», Харьков, 1996 г., с 34 (25%).

АННОТАЦІЯ

Удк 629.113 - 592: 62 - 592.53. Косий Р. А. Розробка та дослідження гальмівного крана пневматичного гальмівного приводу автотранспортного засобу. - Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі та трактори. - Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет Міністерства освіти та науки України, Харків, 2000.

Трьохконтурна робоча гальмівна система забезпечує виконання Правил №13 ЄЕК ООН в тих випадках, коли двоконтурна система їх не виконує. Найважливішим елементом трьохконтурної системи є трьохсекційний гальмівний кран. У зв'язку з цим виникла необхідність створення нової конструкції гальмівного крана. Найбільш оптимальною є схема трьохсекційного гальмівного крана з паралельними, розташованими у ряд, секціями. Для оптимізації головних параметрів гальмівного крана створено пакет програм, що дозволяє моделювати різноманітні режими його роботи. Надане пояснення такому явищу, як динамічний підпір під час аварійної роботи гальмівного крана. Проведення експериментальних досліджень роботи гальмівного крана підтвердили адекватність їх математичних моделей.

Ключові слова: Пневматичний гальмівний привід, гальмівний кран, секція гальмівного крана, статична характеристика, динамічна характеристика

ABSTRACT

Kosiy R.A. Development and research of the brake valve of a pneumatic brake drive of the automobile. - Manuscript.

This thesis is to support an academic degree of the Candidate of Sciences (Tech.) on speciality 05.22.02 - Automobiles and Tractors. - Kharkiv State Automobile and Highway Technical University, Ministry of Education and Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2000.

Three-circuit operating brake system ensures execution of Rules № 13 EEC UNO in cases when the double-circuit system defaults them. A major component of the three-circuit system is the three section brake valve. In this connection, a necessity to create a new design of a brake valve has arisen. The most optimal is a scheme of the three-section brake valve with parallel sections arranged in a row. To optimize main parameters of the brake valve, a programme package has been developed to make it possible to simulate different modes of its operation. An explanation of the phenomenon of a dynamic lift under emergency operation of the brake valve has been given. The conducted experimental researches of the brake valve operation proved them to be adequate to mathematical models.

Key words: pneumatic brake drive, brake valve, brake valve section, static characteristics dynamic characteristics

АННОТАЦИЯ

УДК 629,113 - 592 : 62 - 592.53. Косый Р.А. Разработка и исследование тормозного крана пневматического тормозного привода АТС. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – Автомобили и тракторы. - Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет Министерства образования и науки Украины, Харьков, 2000.

Диссертация посвящена вопросу усовершенствования пневматического тормозного привода АТС путем применения трехконтурной рабочей тормозной системы и нового управляющего органа.

Подвижной состав, оснащенный традиционной двухконтурной рабочей тормозной системой, не всегда в состоянии обеспечить процесс затормаживания, отвечающий требованиям Правил № 13 ЕЭК ООН. Трехконтурная рабочая тормозная система является более простой и надежной по сравнению с двухконтурной.

Важнейшим элементом трехконтурной системы является трехсекционный тормозной кран. Анализ существующих конструкций тормозных кранов показал, что в настоящее время не существует модели, отвечающей всем требованиям, предъявляемым к данному аппарату. Возникла необходимость создания новой конструкции тормозного крана.

Проведенные теоретические исследования показали, что наиболее оптимальной является схема трехсекционного тормозного крана с параллельными, рядно расположенными секциями, двухседельным полностью разгруженным клапаном с внутренним выпускным отверстием и нижними выпускными окнами в каждой секции. Такая компоновка тормозного крана позволяет производить настройку статических характеристик каждой секции.

Для оптимизации основных параметров тормозного крана созданы математические модели, имитирующие его работу и позволяющие получать статические характеристики, моделировать очередьность срабатывания секций. Кроме того, создан пакет программ, позволяющий моделировать динамические процессы затормаживания-растормаживания при работе тормозного крана в пневмоцепи с трубопроводами различной длины.

Дано объяснение такому явлению, как динамический подпор при аварийной работе тормозного крана. Показано преимущество параллельного расположения секций тормозного крана перед последовательным в случае отказа одного из контуров рабочей тормозной системы.

Проведенные экспериментальные исследования работы тормозного крана подтвердили адекватность их математических моделей.

Ключевые слова: пневматический тормозной привод, тормозной кран, секция тормозного крана, статическая характеристика, динамическая характеристика



Підписано до друку 06.09.2000
Віддруковано на ризографі
Зам. №495/1016

Формат 60×84 1/16
Обсяг 1,0 ум.друк.арк.
Тираж 100 прим.

Папір офсетний

Адреса редакції видавця та поліграфпідприємства
ХДАДГУ, Харків, 61002, вул. Петровського, 25

Видавництво Харківського державного автомобільно-дорожнього технічного
університету