

629.113
7 18
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

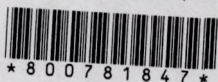
БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Инженер АВТУШКО В.П.

БНТУ

Научная библиотека



ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО
ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОВЗДЕС

(Об.195 - Автомобили и тракторы)

Диссертация на русском языке

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М а я 1972

26

629.143
А 18

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Инженер АВТУШКО В.П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО
ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ

(05.195 - Автомобили и тракторы)

Диссертация на русском языке

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М и н с к 1972

Работа выполнена на кафедре "Автомобили" Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института в экспериментальном цехе Минского орденов Ленина и Октябрьской Революции автомобильного завода.

Научный руководитель -
доктор технических наук,
профессор Ю.Б. БЕЛЕНЬКИЙ.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук,
профессор М.М. СЕВЕРНЕВ.
кандидат технических
наук, доцент А.Ф. МАЩЕНКО.

Ведущее предприятие -
Белорусский ордена Трудового
Красного Знамени автомобильный
завод.

Автореферат разослан "15" Апреля 1972г.

Защита состоит "26" Мая 1972г.

на заседании Объединенного Совета по присуждению ученых степеней по механико-технологическим, машиностроительным, авто-тракторным и торфяным специальностям при Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы (в 2-х экземплярах) просим направлять по адресу: г. Минск-27, Ленинский проспект, 65, Белорусский политехнический институт, ученому секретарю Совета.

Ученый секретарь Совета -
кандидат технических наук,
доцент

Н.В. Кислов

БИБЛИОТЕКА

Белорусский политехнический институт

- 2 -

А-21406

Директивы XXIV съезда КПСС и Государственный пятилетний план развития народного хозяйства СССР на 1971—1975 годы предусматривает значительный рост выпуска автомобилей. С увеличением количества автомобилей на транспортных магистралях страны большую актуальность приобретают вопросы повышения безопасности движения автотранспорта.

В соответствии с имеющейся тенденцией увеличения общего веса и улучшения динамических качеств подвижного состава, увеличения интенсивности транспортных потоков возникает необходимость в дальнейшем улучшении эффективности и надежности тормозных систем автомобилей и автопоездов. Тормозные качества автомобиля оцениваются величиной тормозного пути, значение которого зависит, главным образом от суммарной тормозной силы и от времени нарастания тангенциальных тормозных сил, действующих в контакте с дорогой. Характер изменения тормозных сил по времени обуславливается скоростью перемещения тормозной педали и быстродействием тормозной системы, которое определяется временем срабатывания привода.

Современные пневматические, гидравлические и пневмогидравлические тормозные приводы грузовых автомобилей и автопоездов являются достаточно сложными системами управления, повышение быстродействия которых требует обязательного исследования их динамических качеств.

Теоретические и экспериментальные исследования различных вопросов в области тормозных систем автомобилей содержится в работах Е.А. Чудакова, Н.А. Бухарина, Ю.Б. Беленького, А.Б. Гредескула, Б.С. Талькевича, Б.В. Гольда, Я.Х. Закина, Г.В. Максипетяна, Б.Б. Генбома, Г.И. Клинковштейна, Н.Ф. Метлюка, А.Ф. Машенко, В.Г. Розанова, В.В. Любушкина, М.И. Дронина, Г.В. Гикнера, И.Л. Франка и других отечественных и зарубежных исследователей.

Вопросам исследования динамики и статики пневматических приводов автомобилей посвящены работы Н.А. Бухарина, Ю.Б. Беленького, Н.Ф. Метлюка, М.И. Дронина, В.В. Любушкина, В.Г. Розанова, Л.М. Маклакова, В.И. Машатина и других исследователей.

В работах Н.А. Бухарина, Ю.Б. Беленького, Н.Ф. Метлюка, И.И. Годуна, А.А. Филимонова, Н.М. Савина и других исследователей нашли отражение вопросы аналитического и экспериментального исследования статических и динамических характеристик гидравлического тормозного привода.

В то же время, вопросы анализа, повышения быстродействия и синхронности работы пневмогидравлических приводов до последнего времени изучены недостаточно и требуют дальнейшего развития с целью улучшения эксплуатационных качеств этих приводов.

Всестороннее и глубокое исследование работы пневматических приводов систем управления и контроля изложено в работах Е.В. Герц, Г.В. Крейнина, В.И. Погорелова, А.В. Богачевой, В.М. Казаринова, Л.А. Залмансона, А.Г. Холзунова и других исследователей.

Работы Т.М. Башта, Н.А. Борисовой, Н.С. Гамынина, Б.Л. Коробочкина, И.М. Лещенко, В.Н. Прокофьева, Ю.Е. Захарова, И.М. Красова, С.Н. Кожевникова, И.А. Немеровского, Л.М. Таркс, Е.А. Цухановой, Д. Елекборна, М. Гийона и других исследователей содержат исследования вопросов статики и динамики гидроприводов различного назначения.

Анализ выполненных исследований динамики автомобильных приводов показывает, что эти вопросы являются менее изученными по сравнению с аналогичными вопросами систем управления и контроля в машиностроении и авиации. Это обстоятельство можно объяснить тем, что до последнего времени вопросам динамики и, в частности, повышения быстродействия тормозных приводов большегрузных автомобилей и автопоездов не уделялось должного внимания.

На автомобилях и автопоездах большой и особо большой грузоподъемности широко применяется пневмогидравлический привод тормозов, который сочетает в себе основные преимущества пневматического и гидравлического приводов. В то же время, до сих пор отсутствует методика расчета динамических (переходных) процессов в сложных пневмогидравлических приводах, что, как правило, создает затруднения и удлиняет сроки проектирования, разработки и доводки новых оптимальных систем. Кроме того, отдельные вопросы динамического исследования простейших звеньев привода до настоящего времени изучены недостаточно и требуют уточнения.

Таким образом, исследование динамики различных типов автомобильных приводов, в том числе и пневмогидравлического, разработка научно обоснованной методики динамического расчета сложных быстродействующих тормозных систем, исследование способов повышения их быстродействия являются одними из актуальных вопросов улучшения эксплуатационных качеств современных и перспективных

автомобилей и автопоездов.

Исходя из вышеизложенного, были определены следующие задачи исследования:

1. Исследование динамики пневматических звеньев и гидравлического звена с учетом податливости его элементов.

2. Разработка рекомендаций по выбору удельной проходимости дросселя \mathcal{A} ДЕ-звена с постоянной и переменной емкостью в зависимости от его конструктивных параметров.

3. Разработка методики математического моделирования пневмогидравлического контура и сложных пневмогидравлических тормозных систем, исследование динамических характеристик этих систем на ЭЦМ.

4. Анализ влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на быстродействие пневмогидравлического привода и разработка рекомендаций по оценке быстродействия привода при проектировании.

Результаты исследования изложены в диссертации, состоящей из введения, четырех глав и выводов. В приложении к диссертации приведены алгоритмы и программы по расчету на ЭВМ М-220 динамических процессов в пневмогидравлических системах. Указанные программы были разработаны согласно нашим алгоритмам в Вычислительном центре Института математики АН СССР инж. Л.В.Стрикелевой.

В первой главе рассмотрены вопросы исследования динамических характеристик пневматических звеньев с постоянной и переменной емкостью и вопросы динамики тормозного крана, у которого давление воздуха на выходе непосредственно воздействует на поршень следящего действия.

На основании анализа различных зависимостей, описывающих динамику ДЕ-звеньев с постоянной емкостью, показано, что наиболее приемлемыми являются линейные дифференциальные уравнения, определяющие скорость изменения давления в емкости, предложенные Ю.Б.Беленьким и Н.Ф.Метлюком. В этом случае реальные процессы наполнения (опорожнения) емкости достаточно хорошо описываются одним уравнением, в отличие от методик, основанных на применении формулы Сен-Венана и Ванцеля и описывающих весь процесс по двум участкам, что значительно затрудняет составление и анализ математических моделей сложных тормозных приводов.

Проведенное исследование по обоснованию выбора значений аппроксимирующих коэффициентов α и β в этих уравнениях показало, что для давления воздуха в ресивере $p_{max} = 4+10$ бар. их следует принять равными $\alpha = 1,50$ и $\beta = -0,20$.

Значение удельной проходимости дросселя ДФ-звена с постоянной емкостью определялось с использованием результатов экспериментального исследования динамики этих звеньев по выражению

$$\mathcal{X} = \frac{V}{t_H} \ln \frac{1,50 - \frac{1}{p_{max}}}{1,50 - \frac{1}{p_{безр}}} \quad (I)$$

где t_H - время наполнения емкости объема V до давления $p_{безр}$.

По данным расчета были построены диаграммы, представляющие нелинейные зависимости \mathcal{X} от наполняемых объемов V для различных длин l и диаметров трубопроводов $\phi 8 \times 1$; $\phi 10 \times 1$; $\phi 15 \times 1$; $\phi 18 \times 1,5$ (рис.1).

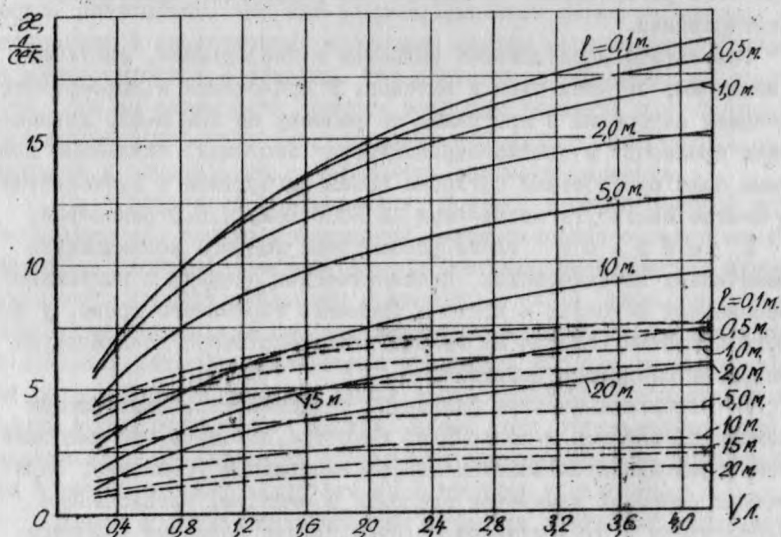


Рис.1 Графики для определения удельной проходимости дросселя ДФ-звена с постоянной емкостью.

— $\phi 15 \times 1$; - - - - $\phi 10 \times 1$.

В диссертации получены нелинейные дифференциальные уравнения, описывающие динамику наполнения и опорожнения звеньев с переменной емкостью ($1 \leq p \leq p_{max}$; рис.2).

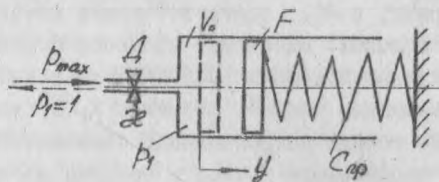


Рис.2 Схема ДБ-звена с переменной емкостью.

$$V_0 \frac{dp}{dt} + Fy \frac{dp}{dt} + Fp \frac{dy}{dt} + \alpha p - \alpha \rho p_{max} = 0 \quad (2)$$

$$V_0 \frac{dp}{dt} + Fy \frac{dp}{dt} + Fp \frac{dy}{dt} - \alpha p + \beta x = 0 \quad (3)$$

где V_0 - начальный объем цилиндра; y - перемещение поршня; F - площадь поршня.

Аппроксимируя нелинейную функцию $x = \varphi(V)$ линейной зависимостью вида $x = x_0 + \beta V$ и полагая, что в уравнении движения поршня инерционные силы и силы трения малы по сравнению с действующими на поршень силами давления, что вполне допустимо для тормозных систем, на основании уравнений (3) и (4) получаем следующие дифференциальные уравнения ($1 \leq p \leq p_{max}$):

$$\frac{2F^2}{C_{sp}} p \frac{dp}{dt} + \left(V_0 - \frac{F^2}{C_{sp}} \right) \frac{dp}{dt} + \frac{\beta F^2}{C_{sp}} p^2 + \left[x_0 - \frac{\beta F^2}{C_{sp}} (1 + \alpha p_{max}) \right] p + \left(\frac{\beta F^2}{C_{sp}} - x_0 \right) \alpha p_{max} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{2F^2}{C_{sp}} p \frac{dp}{dt} + \left(\frac{F^2}{C_{sp}} - V_0 \right) \frac{dp}{dt} - \frac{\beta F^2}{C_{sp}} p^2 + \left[\frac{\beta F^2}{C_{sp}} (1 + \beta) - x_0 \right] p + \left(x_0 - \frac{\beta F^2}{C_{sp}} \right) \beta = 0 \quad (5)$$

где C_{sp} - приведенная жесткость звена; β - параметр линейной аппроксимации зависимости $x = \varphi(V)$; x_0 - удельная проходимость дросселя, соответствующая объему V_0 цилиндра.

Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных динами-

ческих характеристик показал, что наиболее точно реальные процессы в ДЕ-звеньях с $V = var$ описываются уравнениями (4) и (5) (погрешности расчета по давлению 2+9%). Зависимости, полученные при $\mathcal{L} = const$ (при \mathcal{L}_0 и $\mathcal{L}_{кр}$, соответствующих начальному V_0 и среднему V_{cp} объемам полости) описывают процессы с большими погрешностями (соответственно 20+40% и 10+30% по давлению); кроме того заранее трудно правильно выбрать значение V_{cp} и, следовательно, $\mathcal{L}_{кр}$. Применяя более точную аппроксимацию зависимости $\mathcal{L} = \varphi(V)$, всегда можно получить необходимую точность расчета по сравнению с данными эксперимента.

На основании аналитического и экспериментального исследования динамики ДЕ-звеньев с постоянной и переменной емкостями следует, что замена при расчетах, применяемых в тормозных приводах переменных пневматических емкостей (тормозных камер, пневмогидроцилиндров и т.д.) соответствующими постоянными емкостями в большинстве случаев нежелателен, так как приводит к значительным ошибкам (20-30%) в оценке быстродействия систем и изменяет характер протекания кривых переходного процесса при наполнении и опорожнении.

Скорость изменения давления в выходной полости тормозного крана определяется уравнением ($p_1 \leq p_4 \leq p_{max}$; рис. 4а)

$$\frac{dp_4}{dt} + \frac{\mathcal{L}_1}{V_{кр}} (p_4 - p_1) + \frac{\mathcal{L}_{кр}}{V_{кр} \cdot h_1} p_4 h - \frac{\alpha p_{max} \mathcal{L}_{кр m}}{V_{кр} \cdot h_1} h = 0 \quad (6)$$

где p_1 - давление воздуха в наполняемом объеме; \mathcal{L}_1 - удельная проходимость трубопровода, соединяющего кран с исполнительными органами; $V_{кр}$ - объем полости крана (принимается постоянным, равным среднему объему); h_1 - величина хода клапана, при которой удельная проходимость клапана $\mathcal{L}_{кр}$ достигает максимума.

Закон открытия клапана h с учетом запаздывания τ , обусловленного зазорами в цепи управления краном, определяется уравнением

$$h = \frac{y_{max}}{t_{max}} (t^* - \tau) - h_0 - \frac{F_{кр}}{C_{кр}} (p_4 - p_1) \quad (7)$$

где t_{max} - время перемещения тормозной педали; t^* - текущее время перемещения тормозной педали; y_{max} - полный ход поршня управляющего крана (или штока педали); h_0 - зазор между штоком

и клапаном; $F_{\text{кр}}$ и $C_{\text{кр}}$ - площадь поршня и жесткость пружины следящего действия; p_{I} - давление воздуха, соответствующее предварительной затяжке пружины следящего действия.

Уравнение (7) действительно при $t > \tau$, $p_{\text{II}} > p_{\text{I}}$,
 $\frac{y_{\text{max}}}{z_{\text{max}}}(t^* - \tau) > h_0$. Ограничения: $\tau < t^* \leq t_{\text{max}} + \tau$; $0 < h < h_1$.

Результаты экспериментального исследования опытных тормозных кранов с различными типами клапанов показали, что зависимость $\alpha_{\text{кр}} = f(h)$ на участке $0 < h \leq h_1$ является нелинейной, а при $h > h_1$ имеет место ограничение этой зависимости в виде насыщения. Максимальное значение $\alpha_{\text{крm}}$ в испытанных конструкциях достигается при ходе клапана $h_1 = 1,0 \div 2,0$ мм. Зависимость $\alpha_{\text{кр}} = f(h)$ может быть аппроксимирована в виде

$$\alpha_{\text{кр}} = \begin{cases} \alpha_{\text{крm}} \frac{h}{h_1} & \text{при } 0 < h \leq h_1 \\ \alpha_{\text{крm}} & \text{при } h > h_1 \end{cases} \quad (8)$$

Во второй главе изложены вопросы исследования динамики гидравлических звеньев тормозного привода. Проведен подробный анализ различных математических моделей, описывающих динамические процессы в гидроприводах в зависимости от свойств жидкости и условий течения потока жидкости и с учетом принятых различных допущений.

Гидравлические звенья тормозного привода являются существенно нелинейными. Нелинейность их обусловлена характеристикой колесного механизма, податливостью гидравлического звена, зазорами, нелинейными потерями давления в магистралах.

В диссертации показано к каким ошибкам приводит и как искажает картину переходного процесса исключение указанных нелинейностей при математическом описании динамических процессов в этих звеньях. Для избежания существенных ошибок динамика гидравлических звеньев тормозного привода должна описываться с учетом податливости звена, при этом, вследствие сравнительно небольшой длины магистралей можно применять систему с сосредоточенными параметрами. Эта модель в отличие от других позволяет учесть податливость рабочей жидкости с нерастворенным воздухом. Наличие нерастворенного воздуха увеличивает запаздывание нарастания

давления в колесных цилиндрах по отношению к главному цилиндру и приводит к увеличению хода поршня главного цилиндра, что влечет за собой увеличение непользуемого объема пневматических полостей пневмогидравлического привода.

Проведенный анализ существующих зависимостей для определения модуля упругости гидровоздушной смеси показал, что с помощью их непосредственно нельзя описать податливость реальных гидравлических звеньев, так как в этих выражениях не учитывается податливость конструктивных элементов звена (манжеты, гибкие шланги и другие элементы).

Используя предложенное И.А.Немеровским понятие коэффициента податливости $\psi(p)$, характеризующего суммарную деформацию единичных объемов жидкости и элементов гидравлического звена при изменении давления на 1 бар, на основании анализа и аппроксимации результатов экспериментальных данных по динамике пневмогидравлического контура привода тормозов нами получено выражение для определения коэффициента податливости гидравлического звена в зависимости от его параметров и свойств жидкости, наиболее точно отображающее податливость реальных гидравлических звеньев тормозных систем:

$$\psi(p) = 0,0215 \left(\frac{1}{E} + \frac{\alpha}{p_{max}} \right) (p_{max} - p) e^{-0,0215 p} \quad (9)$$

где E - модуль упругости жидкости; α - относительный начальный объем, занимаемый воздухом в гидровоздушной смеси (при атмосферном давлении); p_{max} и p - максимальное и текущее давление жидкости.

В этой главе подробно рассмотрена динамика гидравлического звена с одной магистралью от главного цилиндра, а также звеньев, имеющих несколько параллельных гидравлических ветвей, которые широко применяются для многососных автомобилей. Динамические процессы в этих звеньях описываются с учетом приведенной к одному из поршней массы жидкости, местных потерь давления и потерь давления по длине трубопровода, определяемых в зависимости от режима течения жидкости в магистралях, податливости звена. В случае, когда к главному цилиндру присоединены n колесных цилиндров площадью F'_z через i магистралей площадью сечения f и когда длины l_i этих магистралей отличаются незначительно друг от друга, то,

как показало аналитическое исследование, подтвержденное экспериментальными данными, можно представить такое звено в виде эквивалентного звена, включающего колесный цилиндр суммарной площадью $F_3 = nF'_3$, на который действует суммарное усилие nQ , и эквивалентную гидравлическую магистраль площадью проходного сечения if и длиной $l_3 = \frac{\sum l_i}{\xi}$ (рис.3). Уравнение движения поршней колесных цилиндров в этом случае имеет вид



Рис.3 Схема гидравлического звена.

$$\frac{\rho F_3^2 l_3}{if} \frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{8\pi \rho l_3}{l} \left(\frac{F_3}{if} \right)^2 \frac{dz}{dt} + \frac{\xi \rho F_3}{2} \left(\frac{F_3}{if} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 + nQ - \frac{F_3}{F_2} P(t) = 0 \quad (10)$$

при $0 < \frac{dz}{dt} \leq \left(\frac{dz}{dt} \right)_{kp} = 2050 \frac{\rho if F_3}{\rho F_3}$

$$\frac{\rho F_3^2 l_3}{if} \frac{d^2 z}{dt^2} + \left(0,443 \frac{\lambda l_3}{if} + \frac{\xi}{2} \right) \rho F_3 \left(\frac{F_3}{if} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 + nQ - \frac{F_3}{F_2} P(t) = 0 \quad (10a)$$

при $\frac{dz}{dt} > \left(\frac{dz}{dt} \right)_{kp}$

где ρ и η — плотность и коэффициент динамической вязкости жидкости; λ — коэффициент трения жидкости в трубопроводе; z — суммарное перемещение поршней колесного механизма; $\left(\frac{dz}{dt} \right)_{kp}$ — значение скорости перемещения поршней колесного механизма, при которой наступает турбулентный режим течения жидкости в магистралях; ξ — суммарный коэффициент местных потерь; $P(t)$ — усилие, действующее на поршень гидроцилиндра.

Реактивные силы, действующие со стороны тормозных колодок на поршень, можно представить в виде аппроксимированной кусочно-линейной зависимости (рис.4б)

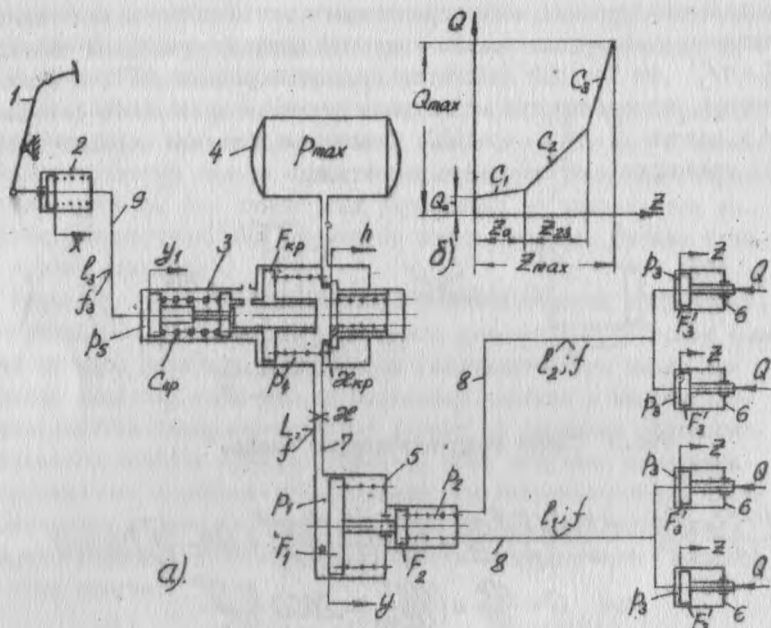


Рис.4 Схема пневмогидравлического контура (а); характеристика колесного тормозного механизма (б).

1. тормозная педаль; 2. подпедальный цилиндр; 3. тормозной кран; 4. ресивер; 5. пневмогидроцилиндр; 6. колесные цилиндры; 7. пневматический трубопровод; 8, 9 - гидравлические трубопроводы.

$$Q = \begin{cases} Q_0 + C_1 z & , \text{ при } 0 \leq z \leq z_0 \\ Q_0 + (C_1 - C_2) z_0 + C_2 z & , \text{ при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}) \\ Q_0 + (C_1 - C_3) z_0 + (C_2 - C_3) z_{23} + C_3 z & , \text{ при } z > (z_0 + z_{23}) \end{cases} \quad (\text{II})$$

Закон изменения усилия $P(t)$ зависит от типа привода. Для пневмогидравлической системы это усилие определяется изменением давления воздуха p , в пневматической полости и параметрами пневмогидроцилиндра

$$F(t) = \begin{cases} 0, & \text{при } p_1 \leq p_0 \\ F_1(1-\delta)(p_1 - p_0), & \text{при } p_1 > p_0 \end{cases} \quad (12)$$

где F_1 - площадь пневматического поршня; δ - коэффициент потерь в пневмогидроцилиндре (для испытанного цилиндра $\delta = 0,05$); p_0 - давление воздуха, соответствующее началу перемещения поршня.

Следует отметить, что приведенная эквивалентная схема гидравлического звена с параллельными магистралями проверялась для небольшого числа их ($l = 2+4$). В случае большого количества ветвей, а также когда требуется знать изменение давления в цилиндрах каждой ветви (например для нераздельной тормозной системы), необходимо описывать каждую ветвь отдельным уравнением. В диссертации приведены уравнения динамики для указанного случая.

Уравнение расхода жидкости для гидравлического звена записывается (рис.3)

$$F_3 \frac{dz}{dt} - F_2 \frac{dy}{dt} + V_{ж} \psi(p_2) \frac{dp_2}{dt} = 0 \quad (13)$$

где $V_{ж}$ - объем сжимаемой жидкости.

Давление в колесных цилиндрах представляет собой функцию - нальную зависимость $p_3 = F(z)$ и определяется при известном z из уравнения (II).

Анализ уравнений (10) и (10а) показывает, что характер перемещения поршня (изменения давления в колесных цилиндрах) в зависимости от параметров звена и жидкости может быть затухающим колебательным или аperiodическим. Для выяснения причин возникновения различного характера изменения давления жидкости была исследована с применением теории колебаний линейная модель гидравлического звена. Линейная модель получается при допущениях: отсутствие податливости звена и местных потерь давления, линейный закон изменения потерь давления по длине трубопровода, линейная характеристика жесткости тормозного механизма. Изменение давления в безразмерном виде в ведомом элементе звена (колесный цилиндр) описывается линейным уравнением 2-го порядка

$$\frac{d^2 p_{везд}}{dt^2} + \frac{8\eta}{\rho l} \frac{dp_{везд}}{dt} + \frac{C_{пф}}{\rho l F_3^2} p_{везд} = \frac{C_{пф}}{\rho l F_3^2} \quad (14)$$

Анализ этой модели позволил получить выражение для оптимального значения проходного сечения трубопровода, при котором прех-

тически отсутствует колебательный характер давления (перерегулирование не более 5%) и звено имеет наилучшее быстродействие

$$f_{opt} \leq \sqrt[3]{\frac{32\pi^2 \eta^2 F_3^2 l}{\rho C_{20}}} \quad (15)$$

Время нарастания давления до $p_{0.9} = 0,9$ при оптимальном соотношении параметров определяется по выражению

$$t_1 = 0,15 \frac{\rho}{p} f_{opt} \quad (16)$$

Следует отметить, что принятые допущения при получении линейной модели звена оказывают существенное влияние на результаты исследования, но тем не менее зависимости (15) и (16) могут применяться для предварительного выбора параметров звена, обеспечивающих в первом приближении наилучшее его быстродействие, и сравнительного анализа звеньев.

В третьей главе рассмотрены вопросы исследования динамических характеристик пневмогидравлических систем.

Математическая модель пневмогидравлического контура (рис. 4а) описывает динамику отдельных его элементарных звеньев (тормозной кран, ДЕ-звено с переменной емкостью, гидравлическое звено) с учетом нелинейностей, присущих пневмогидравлическому приводу, и представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений 5-го порядка, полученных по аналогии с уравнениями (2), (6), (10), (10а) и (13). По данной математической модели был получен алгоритм решения задачи Коши для системы дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты, а по нему на языке "Альфа" в Вычислительном центре института математики АН БССР была разработана программа решения этой задачи на ЭВМ М-220. На этой модели проведено аналитическое исследование влияния различных конструктивных и эксплуатационных параметров на быстродействие пневмогидравлического привода (число и параметры гидравлических магистралей, вязкость жидкости и наличие в ней неразстворенного воздуха, характеристика жесткости колесных механизмов, приведенный к оси колесного механизма зазор между трущимися парами, удельная проходимость дросселя для пневматического звена).

По данным расчетов на ЭВМ строились динамические характеристики привода. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных динамических характеристик показал достаточно хорошее совпадение результатов аналитического исследования с экспериментальными данными в количественном и качественном отношении (погрешность расчета по давлению в начальной зоне переходного процесса составляет 20-30%; в конце переходного процесса погрешность составляет 3-8%), что свидетельствует о том, что полученная математическая модель достаточно хорошо описывает реальные динамические процессы привода (рис. 5).

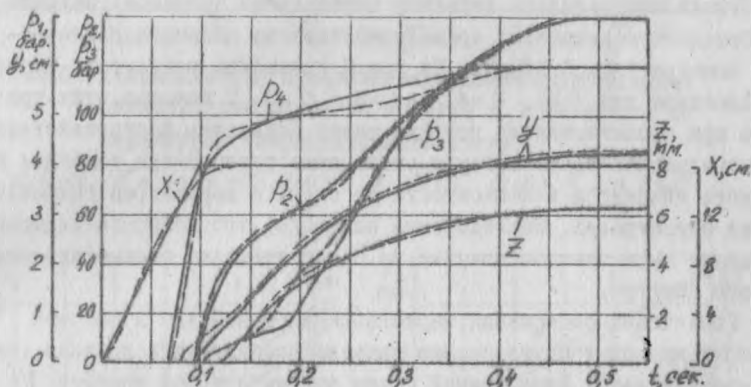


Рис. 5 Динамические характеристики гидрогидравлического контура ($l=2$; $n=4$; $l_2=4,5$ м; $z_{max}=0,1$ сек; $z_0=0,16$ см)
 ————— расчетные данные; - - - - - экспериментальные данные.

Расчетные кривые получены для: $\rho = 1,1 \cdot 10^3$ кг/м³; $\lambda = 0,005$;
 $\eta = 2,75 \cdot 10^{-2}$ нсек/м²; $\xi = 20$; $F_2 = 33,2 \cdot 10^{-4}$ м²; $\alpha = 0,05$;
 $F_3 = 132,8 \cdot 10^{-4}$ м²; $F_1 = 8,3 \cdot 10^{-2}$ м²; $z_0 = 0,16 \cdot 10^{-2}$ м;
 $C_1 = 6,4 \cdot 10^5$ нм; $C_2 = 35 \cdot 10^6$ н/м; $C_3 = 1,96 \cdot 10^7$ н/м;

Отмечено, что с увеличением длины гидравлической магистрали ($l_2 > 10$ м) увеличиваются погрешности расчета (в начальной зоне

переходного процесса), что объясняется принятием для гидравлического звена модели с сосредоточенными параметрами.

При исследовании влияния параметров гидравлических магистралей и их числа на быстродействие пневмогидравлического контура анализ проводился для следующих вариантов параметров: 1) $l=1$, $n=2$, $F_2=33,2 \text{ см}^2$ ($\varnothing 65$); 2) $l=2$, $n=4$, $F_2=33,2 \text{ см}^2$ ($\varnothing 65$); 3) $l=1$, $n=2$, $F_2=16,6 \text{ см}^2$ ($\varnothing 46$); 4) $l=3$, $n=6$, $F_2=16,6 \text{ см}^2$ ($\varnothing 46$), длина изменялась в пределах $l_s = 2,5 + 15$ м (через 2,5 м), диаметр проходного сечения трубопровода 4; 6; 8; 10; 12 мм. По полученным динамическим характеристикам определялись характер переходного процесса (наличие колебательного режима) и время срабатывания пневмогидравлического контура (при $0,9\beta_{max}$). На рис.6 приведены результаты этого исследования для $l=2$, $n=4$, и $l=3$, $n=6$. С помощью этих графиков при проектировании привода можно оценивать быстродействие пневмогидравлического контура указанного типоразмера, колесных и главного цилиндров в зависимости от схемы и параметров гидравлических магистралей. Исследование показало, что вязкость жидкости оказывает существенное влияние на быстродействие пневмогидравлического контура.

Увеличение содержания нерастворенного воздуха в рабочей жидкости приводит к увеличению времени срабатывания привода, так как увеличивается наполняемый объем пневматической полости V (ΔV — увеличение объема полости вследствие наличия нерастворенного воздуха) (рис.7а).

Приведенный к оси колесного цилиндра зазор Z_0 оказывает аналогичное влияние (рис.7б), что свидетельствует о необходимости с целью уменьшения времени срабатывания и сохранения устойчивости движения при торможении поддержания стабильной оптимальной величины зазора между фрикционными элементами тормозного механизма.

Как показали результаты исследования, точность аппроксимации характеристики колесного тормозного механизма $Q=f(z)$ и параметры жесткости ее оказывают заметное влияние на характер переходного процесса и время срабатывания. При значительном увеличении жесткости может наблюдаться затухающее колебание давления жидкости в колесных цилиндрах.

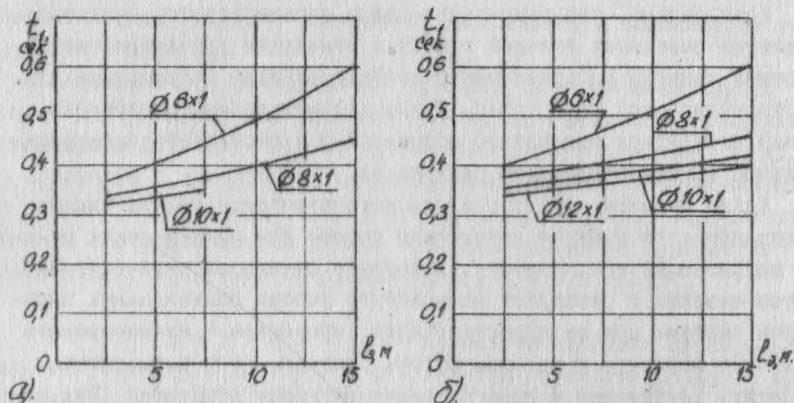
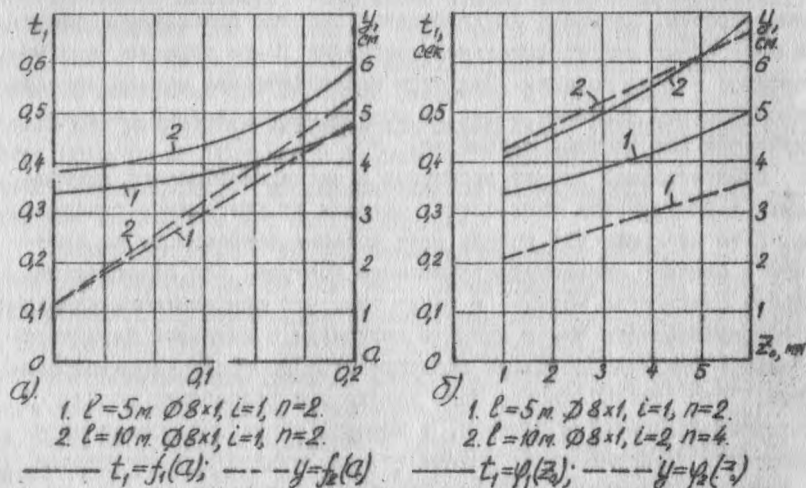


Рис.6 Диаграммы для определения времени срабатывания пневмогидравлического контура в зависимости от параметров гидравлического звена.

а) $l=2$; $n=4$; $F_2=33,2\text{см}^2$; б) $l=3$; $n=6$; $F_2=16,6\text{см}^2$



1. $l=5\text{м}$ $\varnothing 8 \times 1$, $l=1$, $n=2$.
2. $l=10\text{м}$ $\varnothing 8 \times 1$, $l=1$, $n=2$.

— $t_1 = f_1(q)$; --- $y = f_2(q)$

1. $l=5\text{м}$ $\varnothing 8 \times 1$, $l=1$, $n=2$.
2. $l=10\text{м}$ $\varnothing 8 \times 1$, $l=2$, $n=4$.

— $t_1 = f_1(Z_2)$; --- $y = f_2(Z_2)$

Рис.7. Влияние на время срабатывания пневмогидравлического контура наличия нерастворенного воздуха в жидкости (а) и зазора в колесных механизмах (б).

Установлено, что сокращение длины пневматической магистрали всегда оказывает большой эффект в отношении улучшения быстродействия привода по сравнению с соответствующим сокращением длины гидравлической магистрали. Длина пневматической магистрали должна выбираться минимально возможной при соответствующем рациональном выборе проходного сечения ее.

Таким образом, разработанная математическая модель пневмогидравлического контура, достаточно хорошо для практических целей описывающая его динамику, позволяет решать широкий круг вопросов анализа и расширяет возможности выбора рациональных параметров системы при ее проектировании, проверять и анализировать различные варианты и условия работы привода, дает возможность сократить длительные и дорогостоящие натурные испытания. Эта модель позволяет проводить экстремальное исследование и выбор оптимальных параметров с целью сокращения времени срабатывания и улучшения динамических характеристик привода.

В этой главе было проведено на математической модели с помощью ЭВМ М-220 аналитическое исследование динамических характеристик двухпроводной и однопроводной пневмогидравлических тормозных систем. Динамика двухпроводной системы описывалась системой нелинейных дифференциальных уравнений 10-го порядка, а однопроводной - 7-го порядка. При этом математическая модель двухпроводной системы является общей, а модель однопроводной системы получается как частный случай ее.

Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных динамических характеристик этих систем показал их приемлемое совпадение. В то же время эта модель дает большие погрешности по сравнению с моделью пневмогидравлического контура, что объясняется большей сложностью модели, а также тем, что при описании динамики гидравлического звена принято допущение о линейной зависимости потерь давления по длине магистрали от скорости (формула Пуазейля). Это обстоятельство было учтено при разработке модели пневмогидравлического контура, в которой указанные потери определяются в зависимости от режима течения жидкости в магистрали по формулам Пуазейля или Дарси-Вейсбаха. Оказывает влияние на погрешности расчета и то обстоятельство, что не учитывалось изменение удельной проходимости дросселя λ с изменением объема

пневматической полости; значение \mathcal{K} принималось в зависимости от среднего объема V_{cp} .

Аналитическое исследование показало, а экспериментальные данные подтвердили, что рассматриваемая двухпроводная пневмогидравлическая система обладает лучшим быстродействием (на 10-18%) по сравнению с аналогичной однопроводной системой в зависимости от параметров гидравлических и пневматических звеньев. Данный тип привода при рациональном выборе его конструктивных параметров обеспечивает требуемое быстродействие ($t_f \leq 0,6$ сек).

В четвертой главе приведено описание экспериментальной установки, методики и результатов экспериментального исследования.

На основании аналитического исследования и анализа условий работы пневмогидравлических тормозных приводов автомобилей и их элементов были поставлены следующие задачи экспериментального исследования: 1) определение ряда характеристик привода (податливости гидравлического звена, характеристик колесного тормозного механизма, главного цилиндра, тормозного крана, воздухораспределителей), необходимых при выполнении расчетов в качестве исходного материала; 2) проверка разработанных математических моделей и принятых допущений при описании динамики; 3) получение исходных данных для разработки диаграмм для определения удельной проходимости дросселя \mathcal{K} ДЕ-звена с $V = const$ в зависимости от конструктивных параметров; 4) экспериментальное исследование влияния параметров привода на его быстродействие.

Экспериментальное исследование проведено в лаборатории тормозов экспериментального цеха МАЗ. Пневмогидравлический контур и универсальная двухпроводная пневмогидравлическая тормозная система полуприцепа были смонтированы с использованием серийных узлов пневмогидравлического привода автомобиля МАЗ-543. В ходе эксперимента проводилась замена пневматических и гидравлических магистралей различной длины и проходного сечения, а также изменялось количество гидравлических магистралей; исследование проводилось при зазорах между фрикционными парами тормозного механизма 0,4 и 1,0 мм.

В соответствии с разработанной методикой экспериментального исследования, производилась одновременная регистрация изменения

давления в различных точках привода и перемещения подвижных элементов его. Для регистрации процессов применялась усилительно-измерительная и регистрирующая аппаратура, включающая усилитель 8АНЧ-7М с блоком питания, осциллограф Н-700 с блоком питания П-001, магазины шунтов Р-155. Питание усилителя и осциллографа осуществлялось от сети переменного тока $U = 220$ в. Измерение перемещения тормозной педали осуществлялось потенциометрическим датчиком, включенным в цепь по мостовой схеме. Перемещение поршней пневмогидроцилиндра фиксировалось датчиком с двумя реохордами, суммарное перемещение поршней колесных цилиндров - индуктивным датчиком. Тарировка всех датчиков перемещений осуществлялась с помощью штангенциркуля до и после испытаний. Для регистрации давления воздуха применялись датчики ДИ-10 (предел измерения 10 бар), а для замера давления жидкости - датчики ДИ-150 и ДИ-250. Датчики для измерения давления воздуха тарировались до и после испытаний на специальном приспособлении с контрольным манометром с помощью воздуха, а датчики для замера давления жидкости - при помощи специального гидравлического домкрата и контрольного манометра; в ходе эксперимента производилась проверка тарировки. Все датчики имели практически линейную характеристику во всем рабочем диапазоне измерений.

На нормально функционирующих установках пневмогидравлического контура и универсальной пневмогидравлической тормозной системы полуприцепа производилось снятие динамических характеристик привода для полного цикла торможение-оттормаживание на различных режимах торможения (аварийное и медленное). Исходная величина воздуха в ресивере была принята 6 бар.

При испытаниях пневмогидравлического контура регистрировались процессы: перемещение тормозной педали, поршней пневмогидроцилиндра и колесных цилиндров, давление воздуха на выходе из тормозного крана, в полости пневмогидроцилиндра, давление жидкости в пневмогидроцилиндре, в колесных цилиндрах (одной и двух ветвях). При испытаниях пневмогидравлической системы прицепа кроме названных параметров фиксировалось давление воздуха в различных полостях воздухораспределителя. Регистрация процессов производилась при скорости протяжки бумаги 160 мм/сек, а отметка времени устанавливалась на 200 гц. На каждом режиме замеры

повторялись 3-5 раз. После замены гидравлических магистралей производилась тщательная прокачка системы, контроль и доливка жидкости. Периодически измерялось максимальное суммарное перемещение колодок всех колесных механизмов и проверялся зазор между барабаном и колодками.

Исследование динамики наполнения и опорожнения постоянных и переменных емкостей проводилось на специально смонтированной установке, включающей два ресивера $V = 84$ л, включающий кран, два крана управления с проходным сечением I , исследуемые трубопровод и емкость. При исследовании переменных емкостей вместо постоянной емкости присоединялся специально спроектированный и изготовленный цилиндр переменного объема. На этой же установке проводилось снятие дроссельных характеристик клапанов трех тормозных кранов: одной секции опытного крана Полтавского автоагрегатного завода и других опытных кранов МАЗ с плоскими и коническими клапанами. Регистрация давления осуществлялась с помощью датчиков ДИ-15, осциллографа Н-700 в комплекте с усилителем ЗАНЧ-7м. Перемещение поршня цилиндра переменного объема регистрировалось индуктивным датчиком перемещения ИВТ-402 (предел измерения ± 100 мм) вместе с измерительным усилителем несущей частоты ИМ-131 производства "РФТ" ГДР.

Исследованию подвергались медные трубопроводы $\varnothing 8 \times I$, $\varnothing 10 \times I$, $\varnothing 15 \times I$, $\varnothing 18 \times I,5$ длиной $0,1 + 20$ м, дроссельные шайбы с отверстием диаметра 1,2,3,5 и 7 мм и емкости 0,25, 1,25, 2,0, 2,4, 3,9, 4,2 л. Исходная величина давления в ресивере была выбрана 7,0 и 3,5 бар (избыточное). Для каждого варианта параметров запись процессов повторялась 3-7 раз. Получение различных переменных емкостей осуществлялось с помощью комплекта протарированных цилиндрических пружин (изменялось количество пружин) различной жесткости.

Для определения сопротивлений клапанов тормозных кранов потоку воздуха при различных величинах открытия клапана вместо следящей пружины устанавливалась втулка, через которую воздействие от винтового механизма передавалось на поршень и клапан. Перемещение клапана контролировалось индикаторной головкой. За положение начала открытия клапана крана (нулевое положение) принималось такое его положение, при котором в выполняемой емкости давление воздуха возрастало от 0 до 1 бар более 3 мин. Затем через каждые

0,25 мм до полного открытия клапана крана производилась запись процессов наполнения и опорожнения емкости $V = 4,2$ л с регистрацией изменения давления. Замеры для каждой величины открытия клапана повторялись 3 раза.

Анализ экспериментальных динамических характеристик пневмогидравлических систем позволил уточнить последовательность включения в работу отдельных звеньев привода и полнее учесть особенности работы при составлении математической модели.

На основании обработки данных различных осциллограмм по изменению давления рабочей жидкости в колесных цилиндрах p_3 и перемещения их поршней Z получена характеристика колесного тормозного механизма, представляющая собой нелинейную зависимость $Q=f(Z)$. Обработав полученные средние значения p_3 при соответствующих Z по способу наименьших квадратов были определены параметры жесткости колесного механизма для случаев аппроксимации зависимости $Q=f(Z)$ кусочно-линейной и параболической зависимостями.

Данные по изменению давления в пневматической и гидравлической полостях пневмогидроцилиндра позволили получить его характеристику и оценить потери в нем.

Анализ экспериментальных данных показал, что даже при самой тщательной прокачке системы всегда имеет место вследствие податливости гидравлического звена значительная разность Δy между перемещением поршня главного цилиндра y и приведенным к нему суммарным перемещением поршней колесных цилиндров $Z_{пр}$. Обработка динамических характеристик отдельного пневмогидравлического контура, а также одно- и двухпроводных тормозных систем позволила установить, что зависимость $\Delta y=f(p_2)$ имеет экспоненциальный характер вида (9) при медленных торможениях ($t_{max} = 1,5 + 3,0$ сек), а при быстрых — изменяется по сложному закону. Если построить зависимость $\Delta y=f_1(p_{cp})$ (где $p_{cp} = \frac{p_2 + p_3}{2}$), то и при быстрых торможениях она приближается к экспоненциальной зависимости.

По осциллограммам динамических характеристик ДД-звена с $V=const$ определялось время t_H , соответствующее наполнению емкости до $p_{нб.р} = 0,913$ ($p_1(t) = 7,7$ бар), и время t_0 , соответствующее опорожнению этой емкости до давления

$p_{0\text{теор}} = 0,213 (p_0(t) = 1,7 \text{ бар})$, а затем для каждого варианта параметров определялись средние значения t_H , t_0 и $\frac{t_0}{t_H}$ (по 3-7 замерам). Как показали произведенные расчеты, относительная погрешность опытных данных t_H и t_0 при надежности 0,95 находится в пределах $\pm 2 \div 5\%$. Значения t_H и t_0 использовались для расчета значений α и построения по ним зависимостей $\alpha = \varphi(V)$ для трубопроводов различной длины.

По осциллограммам динамических характеристик заполнения емкости через тормозной кран определялось время ее наполнения до давления 7,7 бар для различных открытий клапана. Средние значения t_H применены для получения дроссельных характеристик клапанов $\alpha_{кр} = f(h)$.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика расчета динамических характеристик пневмогидравлических тормозных систем, достаточно хорошо согласующаяся с данными экспериментов и позволяющая исследовать широкий круг вопросов, связанных с анализом систем с целью повышения их быстродействия и выбора оптимальных параметров.

2. Установлено, что при исследовании пневмогидравлических приводов необходимо учитывать податливость гидравлического звена, обуславливаемую податливостью рабочей жидкости, содержащей нерастворенный воздух, и конструктивных элементов (шланги, трубопроводы, манжеты и т.п.). Пренебрежение податливостью гидравлического звена приводит, как показано в работе, к существенным погрешностям, которые составляли в исследуемой системе 30-40% по перемещению поршня главного цилиндра.

В диссертации получено выражение для определения коэффициента податливости реальных гидравлических звеньев тормозных приводов в зависимости от их параметров и свойств рабочей жидкости.

3. Произведен анализ влияния основных конструктивных параметров пневмогидравлического привода и свойств жидкости на его быстродействие. Результаты исследования показывают, что улучшить быстродействие пневмогидравлического контура можно путем комп -

лексного проведения мероприятий : а) выбор оптимальных параметров гидравлических магистралей; б) уменьшение до минимума длины и увеличение переходного сечения пневматического трубопровода; в) рациональный выбор удельной проходимости клапана торозного крана; г) уменьшение податливости гидравлического звена; д) рациональное увеличение жесткости и обеспечение стабильной оптимальной величины зазоров между фрикционными парами торозного механизмов.

4. Установлено, что исключение существенных нелинейностей, присущих пневмогидравлическому приводу (переменная пневматическая и гидравлическая емкость, податливость гидравлического звена, зазоры и др.) приводит к существенному искажению картины переходного процесса и к ошибкам в оценке быстродействия привода (погрешности по времени составляют 40-70%).

5. Исследование линейной модели гидравлического звена позволило получить выражение для расчета оптимальной величины проходного сечения трубопровода в зависимости от конструктивных параметров звена, при которой обеспечивается минимальное время срабатывания звена. Получено выражение, определяющее время срабатывания звена в случае оптимальных параметров. Эти зависимости могут использоваться для предварительной оценки быстродействия гидравлических звеньев. Разработаны рекомендации по математическому описанию динамики параллельных гидравлических звеньев тормозного привода.

6. В результате исследования математической модели пневмогидравлического привода на ЭЦМ "М-220" с вариацией его параметров в значительных пределах разработаны и построены диаграммы для предварительной оценки времени срабатывания привода при его проектировании в зависимости от параметров гидравлического звена (число магистралей и колесных цилиндров, диаметр и длина трубопровода, площадь поршня главного цилиндра).

7. Экспериментально и аналитически с помощью ЭЦМ "М-220" исследованы динамические процессы в пневмогидравлических одно- и двухпроводной тормозных системах полуприцепа; установлено, что рассматриваемая двухпроводная система обладает лучшим быстродействием (на 10-18%) по сравнению с аналогичной однопро-

водной системой (длина соединительных магистралей 10-15 м
р 14x1).

8. На основании сопоставления полученных аналитических зависимостей с многочисленными экспериментальными данными построены диаграммы для определения аппроксимирующих коэффициентов α и β и для определения удельной проходимости дросселя \mathcal{E} ДЕ-звена с постоянной емкостью.

9. Разработана методика математического описания динамики ДЕ-звена с переменной емкостью. Установлено, что для ДЕ-звена с переменной емкостью хорошее совпадение результатов расчета и эксперимента в качественном и количественном отношении (погрешность по давлению 2-9%) дает линейная и кусочно-линейная аппроксимация полученной зависимости $\mathcal{E} = \varphi(V)$.

10. Установлено, что замена при расчетах переменных емкостей тормозных систем соответствующими постоянными емкостями приводит к уменьшению расчетного времени срабатывания привода на 20-30% и искажению характера протекания кривых переходного процесса.

11. Экспериментальные исследования тормозных кранов показали, что зависимость удельной проходимости клапана от величины его открытия $\mathcal{E}_{kp} = f(h)$ выражается криволинейным графиком с насыщением. Максимальная величина h_1 в испытанных нами конструкциях достигается при ходе клапана 1,0 + 2,0 мм. Построены дроссельные характеристики трех опытных тормозных кранов.

12. Проведенные экспериментальные исследования пневмогидравлических тормозных систем и их звеньев с регистрацией мгновенных давлений в различных точках привода и мгновенных перемещений поршней и клапанов позволили уточнить математические модели этих систем и подтвердить приемлемость разработанных методик расчета.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

И. Б е л е н ь к и й Ю.Б., М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш -
к о В.П., Б о р и с о в Л.А. Автоматическое регулирование
зазоров в фрикционных парах тормозов. Сб. "Автомобиле- и трак-

торостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей". Минск. Изд. "Высшая школа", 1971.

2. Беленький Ю.Б., Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Безопасность движения автомобиля при торможении. Сб. "Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей". Минск, Изд. "Высшая школа", 1971.

3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Автомобили. Тормоза. Моделирование. "Промышленность Белоруссии", 1970, № 10.

Результаты работы докладывались:

1. На XXIV, XXV, XXVI, XXVII научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Белорусского политехнического института совместно с работниками промышленности (Минск, 1968, 1969, 1970, 1971).

2. На научно-техническом семинаре "Состояние и перспективы улучшения тормозных систем автомобилей". Москва, НАМИ, 20-24 октября 1969г.

3. На научно-технической конференции МАЗ "За дальнейший научно-технический прогресс и повышение эффективности производства". Минск, 1971.

АТІІ204. Подписано в печать 5/IV-72 г. Формат 60x84^I/16.
Объем 1,8 печ.л.; 2 уч.-изд.л. Тир. 200. Зак. 418. Бесплатно.

БНН. Минск, Ленинский пр., 65.

