

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР  
ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ  
им. КОМСОМОЛА УКРАИНЫ

---

На правах рукописи

ШУКЛИНОВ СЕРГЕЙ НИКОЛАЕВИЧ

УДК 629.113—592.2

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ  
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА  
АВТОПОЕЗДА, СОСТОЯЩЕГО ИЗ ЛЕГКОВОГО  
АВТОМОБИЛЯ И ОДНООСНОГО ПРИЦЕПА

Специальность 05.05.03 — Автомобили и тракторы

*Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук*

Харьков — 1989

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Работа выполнена на кафедре автомобилей Харьковского автомобильно-дорожного института им. Комсомола Украины.

Научный руководитель:

— кандидат технических наук, доцент А. С. Федосов.

Официальные оппоненты:

— доктор технических наук, профессор А. А. Ревин;

— кандидат технических наук, главный конструктор ЗАЗ  
В. П. Стешенко.

Ведущее предприятие — Ульяновский автомобильный завод имени В. И. Ленина.

Защита состоится 22 июня 1989 г. в 14 часов на заседании специализированного совета К 068.12.01 по присуждению ученой степени кандидата технических наук Харьковского автомобильно-дорожного института имени Комсомола Украины по адресу: 310078, г. Харьков, ул. Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан 22 июня 1989 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
кандидат технических наук,  
ст. н. с.

 И. В. Дощечкина

Актуальность темы. Использование прицепа значительно расширяет сферу применения легкового автомобиля. Прицепы для бытовых и хозяйственных нужд, туризма и отдыха позволяют полнее удовлетворять возрастающие потребности населения.

Повышение эффективности использования легкового автомобиля с прицепом может быть достигнуто путем увеличения скорости движения и грузоподъемности прицепного звена. Это невозможно без соответствующего обеспечения безопасности движения в целом, и в частности — эффективности и устойчивости в процессе торможения как одиночных легковых автомобилей, так и поездов, составленных на их основе.

Известно, что улучшение тормозных показателей может быть достигнуто путем повышения быстродействия, качества слежения и синхронности работы системы тормозов автопоезда.

Зарубежный опыт эксплуатации легковых автомобилей с одноосновными прицепами показал, что тормозная система автопоезда нуждается в совершенствовании.

В результате научно-исследовательских работ у нас в стране (В.Н. Скларов) и за рубежом (*A.T. Hendrikson, Steven Hans, Christof Klein, Напе и др.*) показано, что применение гидравлических усилителей повышает эффективность, быстродействие и качество слежения тормозного привода автомобиля. Расширение применения гидроусилителей обуславливает также тенденция к снижению разрежения на выпуске карбюраторных двигателей, интенсивное распространение дизельных силовых агрегатов и возрастающие экономические требования к тормозному управлению. Наличие в приводе гидравлического усилителя тормозного привода позволяет конструктивно просто реализовать управление тормозами прицепа.

Однако отсутствие анализа соответствия той или иной концепции гидроусилителя специфическим условиям работы в тормозном приводе автопоезда, методики выбора параметров гидравлического тормозного привода автопоезда, а также теоретических и экспериментальных исследований его рабочего процесса сдерживает успешное создание и внедрение высокоеффективных перспективных конструкций тормозного привода.

**Цель и задачи работы.** Целью диссертации является повышение эффективности процесса торможения легкового автомобиля с одноосным прицепом путем применения гидравлического привода тормозов. В диссертации решались следующие задачи:

- разработка теоретических основ проектирования гидропривода тормозной системы автомобиля и прицепа;
- создание методики выбора основных параметров привода и исследование их влияния на выходные характеристики;
- создание экспериментальной конструкции гидравлического тормозного привода автопоезда;
- получение экспериментальной оценки функциональных качеств созданного образца привода, проверка адекватности предложенных методик проектирования и корректировка по результатам испытаний конструктивных решений отдельных узлов.

**Объект исследования** - гидравлический тормозной привод автопоезда и система питания его энергией.

**Методика исследования** включала теоретические и экспериментальные исследования гидравлического тормозного привода автопоезда и системы питания его энергией, лабораторно-дорожные испытания автопоезда УАЗ-469Н' + УАЗ-8109, оборудованного экспериментальным приводом.

**Научная новизна.** Разработана методика выбора основных параметров гидравлического тормозного привода автопоезда, состоящего из легкового автомобиля и одноосного прицепа. Теорети-

чески обоснована концепция гидравлического усилителя, предназначенного для тормозного привода автопоезда. Созданы методики выбора параметров аппаратов гидравлического тормозного привода автопоезда и системы питания его энергией. Разработана и реализована в виде программ для ЭВМ теоретическая модель, отражающая особенности рабочего процесса тормозного привода и учитывающая основные конструктивные и эксплуатационные факторы.

**Практическая ценность** выполненной работы заключается в том, что использование результатов исследования способствует унификации тормозных аппаратов при проектировании и разработке гидравлических тормозных приводов автопоездов.

Созданы новые конструкции гидравлического тормозного привода автопоезда и системы питания его энергией, защищенные авторскими свидетельствами на изобретения №№ 1175780, 1279890, 1296457, 1357294 и положительными решениями ВНИИГПЭ по заявкам №№ 4305767/31, 4402643/31, 4454322/31.

**Реализация работы.** Результаты проведенных исследований принять к использованию при проектировании перспективных автопоездов Ульяновского автозавода и реализованы в экспериментальных конструкциях гидроусилителя тормозов, распределителя потока жидкости, блока защитных клапанов и автоматического аварийного устройства торможения прицепа.

**Апробация работы.** Основные положения диссертации докладывались на 49-й научной сессии Харьковского автомобильно-дорожного института в 1985 году, а также на 15-й научно-технической конференции молодых ученых и специалистов НАМИ (Москва, НАМИ, 1987), на региональной научно-технической конференции "Повышение эффективности проектирования и испытаний автомо-

биль" (г. Горький, ГПИ, 1987), на конференции "Проектирование и эксплуатация гидропневматических систем и гидропривода машин, автоматов и промышленных роботов в машиностроении" (Севастополь, СФ РДЭНП, 1988).

Основное содержание диссертации изложено в девяти научных работах, в том числе в двух статьях, четырех авторских свидетельствах и трех заявках на изобретение.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, приложений и содержит 225 страниц машинописного текста, включая 80 рисунков и II таблиц. Список литературы включает 89 источников на русском языке и 28 источников на иностранных языках.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен обзор выполненных исследований по изучению процесса торможения легковых автомобилей с одноосным прицепом. Этому вопросу посвятили ряд работ Железнов Е.И., Талызин С.И., Drechsel E., Ellis P., Mitscke M., Miravete A., López J.A., Sánchez J.R., Jahn M. и другие отечественные и зарубежные исследователи. Из анализа указанных работ видно, что при описании процесса торможения автопоезда целесообразно учитывать динамические характеристики тормозной системы.

Выполненный анализ требований к тормозному управлению показал, что максимальное усилие на педали рекомендуется ограничить величиной 400 Н, а желательное значение этого усилия - 260 Н. Ход педали предлагается уменьшать до величины, не ухудшающей следящего действия тормозной системы и чувства перемещения педали у водителя. Кроме того, ход педали не должен измен-

няться при подсоединении или отсоединении прицепа.

Проведенный анализ функциональных качеств тормозных систем легковых автомобилей с одноосным прицепом показал, что наиболее перспективно является применение на прицепе гидравлического привода.

Гидростатический тормозной привод автомобиля и гидросиловой тормозной привод прицепа, объединяемые при помощи гидравлического усилителя, наиболее полно удовлетворяют требованиям, предъявляемым к процессу торможения автопоезда. Обеспечение энергией такого привода не требует источника высокого давления.

Во второй главе проведен анализ концепций гидроусилителей тормозного привода автопоезда, определена взаимосвязь параметров привода и автопоезда, разработана математическая модель привода и выполнено ее исследование на ЭВМ.

Выбор схемы гидроусилителя для тормозного привода автопоезда определялся:

- функциональным назначением, особенностями работы в приводе автопоезда, способом управления и характером нагрузки;
- специфическими требованиями к качеству управления;
- экономическими и технологическими требованиями к автопоезду в целом и его тормозной системе в частности.

По своему функциональному назначению гидроусилитель тормозов должен обеспечивать соответствие управляющему воздействию усилия на входе в главный тормозной цилиндр и давления в приводе прицепа. Поэтому в качестве усилителя для гидропривода тормозов автопоезда следует использовать устройства с силовой обратной связью или обратной связью по давлению.

Гидравлический усилитель в тормозном приводе автопоезда должен также выполнять функции согласующего элемента между

приводами автомобиля и прицепа. При этом желательно, чтобы функции согласования выполнялись бы для ряда автомобилей и прицепов с целью совместности их тормозных систем по условию одновременной блокировки колес и унификации отдельных элементов.

Соответствие той или иной концепции гидроусилителя изложенным требованиям определялось путем исследования статических характеристик приводов с гидроусилителями, имеющими различные коэффициенты передачи  $K_y$  (рис. I).

Связь между отношением давлений в контуре автомобиля  $P_t$  и прицепа  $P_n$  и параметрами привода, оборудованного усилителем с силовой обратной связью и усилителем с обратной связью по давлению, определяют соответственно выражения:

$$\frac{P_t}{P_n} = \frac{A_n}{A_{gtz}} \cdot \frac{K_y}{K_y - 1}, \quad (1)$$

где  $A_n$ ,  $A_{gtz}$  - соответственно площадь поршня усилителя и главного тормозного цилиндра.

$$\frac{P_t}{P_n} = \frac{A_n}{A_{gtz}}. \quad (2)$$

Совместимость тормозных приводов семейства автомобилей и ряда прицепов по условию одновременного блокирования их колес, оборудованных усилителем с обратной связью по усилию, обеспечивается при выполнении условий:

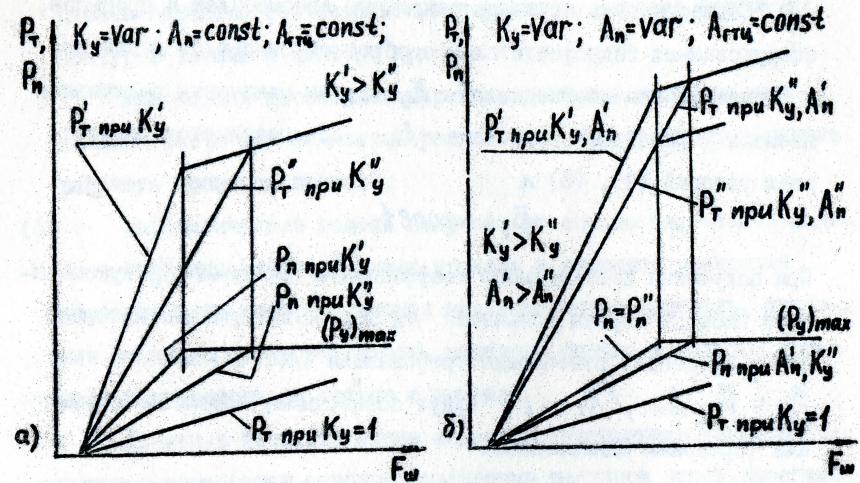
$$\bar{P}_{ti} = \bar{P}_{nj} \frac{A_{ni}}{A_{gtzi}} \cdot \frac{K_{yi}}{K_{yi} - 1}, \quad (3)$$

$$P_{nati} > \bar{P}_{nj}, \quad (4)$$

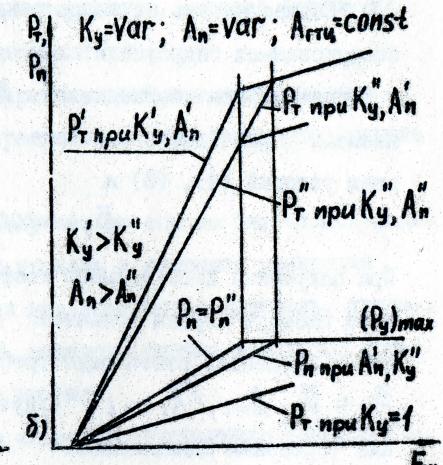
$$\bar{P}_{nj} = const, \quad (5)$$

где  $\bar{P}_{ti}$  - давление в приводе тормозов  $i$ -го автомобиля, обеспечивающее блокирование колес;  $\bar{P}_{nj}$  - давление в приводе тормозов  $j$ -го прицепа, обеспечивающее блокирование колес;

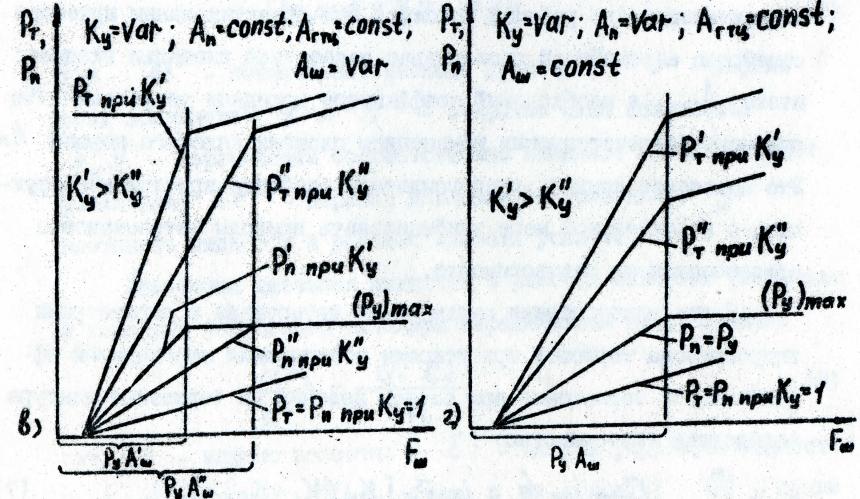
### Статические характеристики гидроприводов тормозов



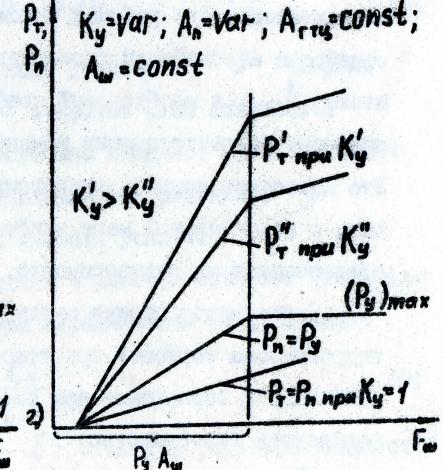
a)



б)



в)



г)

а, б - в приводе установлен гидравлический усилитель с обратной связью по усилию;  
в, г - в приводе установлен гидравлический усилитель с обратной связью по давлению

Рис. I

$P_{\text{нит}i}$  - давление в системе обеспечения энергией привода  $i$ -го автомобиля.

Совместимость приводов различных автомобилей и прицепов, оборудованных гидроусилителем с обратной связью по давлению, в случае выбора необходимого  $K_y$  путем изменения реактивной площади управляющего элемента  $A_w$ , обеспечивается выполнением условий (4), (5) и

$$\bar{P}_{ti} = \text{const} \quad (6)$$

При получении необходимого коэффициента передачи  $K_y$  путем выбора площади поршня усилителя  $A_n$  тормозные приводы автомобилей и прицепов, отвечающие требованиям (4), (5) и

$\bar{P}_{ti} = \bar{P}_{nj} A_{ni} / A_{tg} t_{ci}$ , будут совместимы, а условия управления тормозами одинаковыми.

Наиболее приемлемо для тормозного привода автопоезда использовать гидроусилитель соской конструкции с обратной связью по давлению в его рабочей полости. При проектировании приводов семейства автомобилей рационально задаваться площадью входного штока  $A_w$ , а необходимый коэффициент передачи усилителя  $K_y$  получать соответствующим изменением площади силового поршня  $A_n$ . Это позволяет создать гидроусилитель наиболее простой конструкции, в значительной мере унифицировать приводы автопоездов с обеспечением их совместимости.

Связь между общими параметрами автопоезда и параметрами гидропривода тормозов при условии обеспечения необходимой эффективности торможения при осевом делении на тормозные контура определена зависимостью:

$$G_{an} j_{an}/g = i_n F_n [K_y (K_1 + K_2) + K_3], \quad (7)$$

где  $G_{an}$  - вес автопоезда;  $j_{an}$  - замедление автопоезда;  $g$  - ускорение свободного падения;  $i_n$  - передаточное число

педального привода;  $F_n$  - усилие на педали тормоза;  $K_y$  - коэффициент передачи усилителя;  $K_1, K_2, K_3$  - коэффициенты передачи соответственно переднего, заднего тормозных контуров тягача и контура прицепа.

Для оценки переходных характеристик и влияния на них имеющих место нелинейностей разработана математическая модель рабочего процесса привода.

Математическая модель получена на основе физической модели и гидродинамической схемы привода и включает уравнения неразрывности потока, течения жидкости через дроссель, движения входного штока усилителя, силового поршня и поршней тормозных цилиндров на тягаче и прицепе.

Движение входного штока задается управляющим усилием  $F_w$ , которое определяет условия управления расходом через дроссель  $Q$ :

$$Q = \mu b z \sqrt{2 \Delta P / \rho}, \quad (8)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода дросселя;  $b$  - ширина окна золотника;  $z = X - Y$  - открытие окна золотника;  $X, Y$  - перемещение соответственно входного штока и поршня усилителя;  $\Delta P$  - перепад давлений на золотнике;  $\rho$  - плотность жидкости в рабочей полости усилителя.

Изменение давления жидкости в рабочих полостях усилителя и главного тормозного цилиндра определялось по уравнению:

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{Q_i E_i}{V_i}, \quad (9)$$

где  $i$  - индекс полости;  $E_i$  - модуль упругости жидкости в  $i$ -й полости;  $V_i$  - объем  $i$ -й полости;  $Q_i$  - сумма входящих и выходящих расходов жидкости в  $i$ -й полости.

Движение жидкости в трубопроводах тормозных контуров тягача и прицепа выражено через соответствующее перемещение порш-

ней тормозных механизмов.

Математическое моделирование производилось на ЭВМ СМ-1. Выполненные исследования модели позволили оценить влияние параметров привода на его выходные характеристики. Результаты моделирования были подтверждены экспериментально.

В третьей главе на основе результатов теоретических исследований разработана конструкция гидравлического тормозного привода автопоезда (рис. 2) с гидравлическим усилителем (рис. 3).

Разработка схемы и элементов тормозного привода основана на:

- функциональном назначении, отражающем особенности работы;
- заданных требованиях к характеристикам, объединяющим в статике и динамике входные и выходные сигналы;
- возможности усовершенствования в зависимости от условий применения и наиболее полного учета конкретных требований по-вышения надежности;
- возможности унификации элементов привода и обеспечения совместности тормозных приводов семейства автомобилей и прицепов по условию одновременного блокирования колес звеньев автобуса.

На основе анализа научно-технической литературы были определены конструктивные решения, обеспечивающие необходимый уровень функциональной надежности тормозного привода автобуса:

- защита привода тягача при разгерметизации тормозного контура прицепа;
- автоматическое аварийное торможение прицепа при разгер-

метизации магистрали управления или обрыве цепочки:

- структурное дополнение схемы привода для обеспечения возможности создания запасной системы на прицепе.

Перечисленные конструктивные решения были реализованы при разработке конструкции привода в виде блока защитных клапанов, автоматического аварийного устройства торможения прицепа и схемы запасной тормозной системы автобуса. Новизна предложенных технических решений подтверждена авторскими свидетельствами на изобретения № 1279890, 1296457 и положительным решением ВНИИГЭ по заявке № 4305767/31.

Разработка схемы распределителя потока жидкости производилась с учетом уточненных требований к системе питания. Предложенная конструкция распределителя потока жидкости обеспечивает работу гидроусилителя тормозов как отдельного насоса, так и от насоса гидроусилителя рулевого привода. Новизна предложенных технических решений подтверждается авторским свидетельством на изобретение № 1357294 и положительными решениями ВНИИГЭ по заявкам № 4402643/31, 4454322/31.

Расчетные схемы разработанных узлов представлены на рис. 4. Выбор параметров блока защитных клапанов (рис. 4а) производился из условий:

- герметичности запирающего клапана в закрытом состоянии:

$$F_{np} > f_0 P_{max}; \quad (10)$$

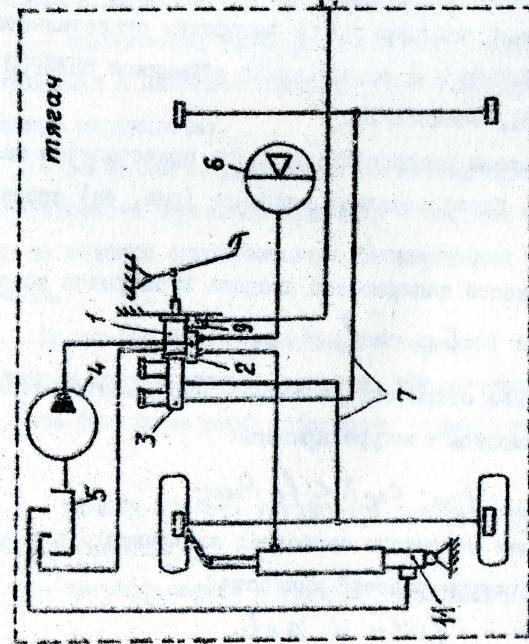
- обеспечения открытого состояния запирающего клапана при герметичном тормозном контуре прицепа:

$$F_{np} + c_{np} X < f_n P_{ost}; \quad (11)$$

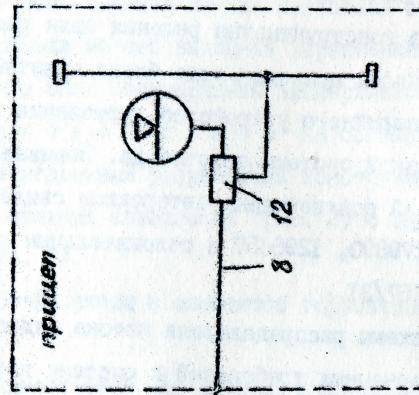
- сохранения открытого состояния запирающего клапана при изменении температуры рабочей жидкости

$$f_n X > V_k \beta \Delta t, \quad (12)$$

### Схема гидравлического привода горючесов автомоёзда



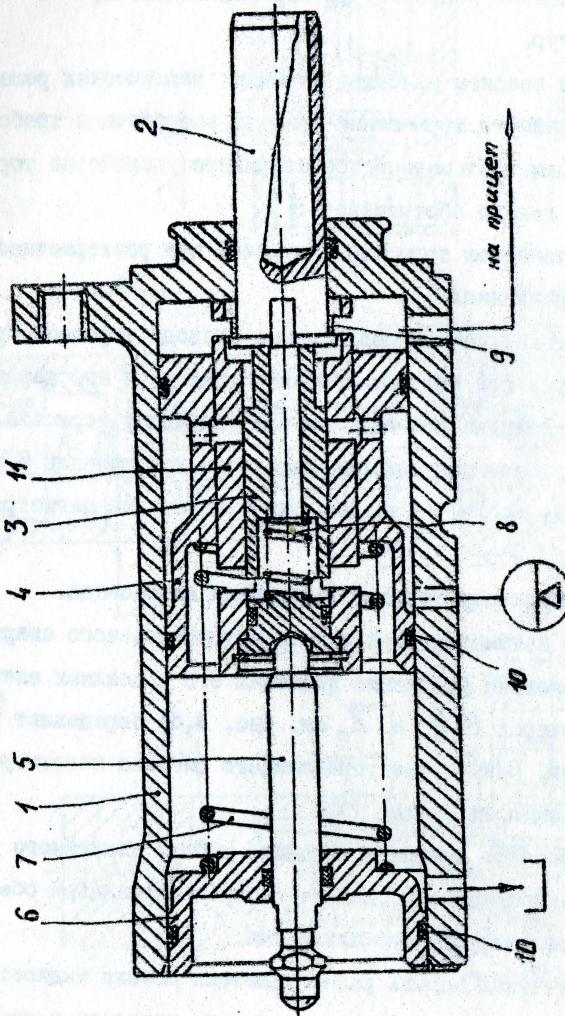
I4



I - гидравлический усилитель тормозов; 2 - распределитель потока жидкости; 3 - главный тормозной цилиндр; 4 - насос; 5 - бак; 6 - гидроаккумулятор; 7 - тормозные контуры тягача; 8 - тормозной контур прицепа; 9 - блок защитных клапанов; 10 - соединительная головка; 11 - гидравлический усилитель рулевого управления; 12 - автоматическое аварийное устройство торможения прицепа.

८४

Конструкция гидравлического усилителя тормозного привода



15

I - корпус; 2 - шток; 3 - золотник; 4 - поршень; 5 - гомитель; 6 - кильватер;  
7, 8 - пружины; 9 - фиксатор; 10 - уплотнительное кольцо; II - пистолет

P.M.C. 3

где  $V_x$  - объем жидкости в тормозном контуре прицепа;  $\beta$  - коэффициент объемного расширения жидкости;  $\Delta t$  - разность температур.

На основе анализа наиболее типичных технических решений устройств аварийного торможения прицепа разработаны требования к таким системам. Автоматическое аварийное устройство торможения прицепа должно обеспечивать:

- автоматическое торможение прицепа при разгерметизации магистрали управления;
- полуавтоматическое подключение привода тормозов прицепа к приводу тягача при разряженном аккумуляторе и его зарядку;
- полуавтоматическое подключение к приводу тормозов тягача привода тормозов прицепа при заторможенном прицепе и его разстормаживание после устранения разгерметизации магистрали управления;
- штатную работу тормозного привода автопоезда.

В основу математической модели автоматического аварийного устройства положены уравнения движения его подвижных элементов, координаты которых ( $Y$  и  $Z$ , см. рис. 4, б) определяют режим работы привода. В качестве управляющего сигнала используется величина давления на входе  $P_{bx}$ .

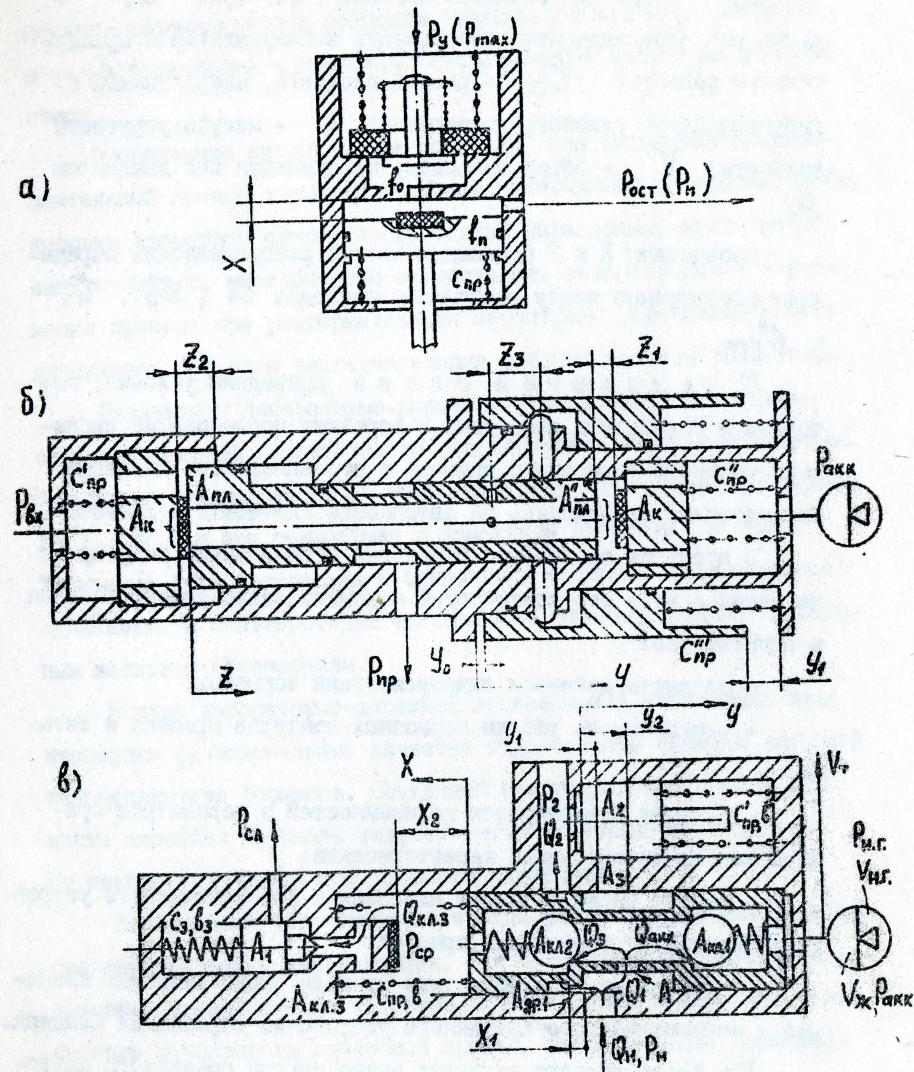
Математическое описание процесса работы аварийного устройства торможения прицепа позволяет выбирать параметры обеспечивающие выполнение принятого алгоритма.

Математическая модель распределителя потока жидкости (рис. 4, а) включает уравнения динамики движения жидкости и перемещений подвижных элементов.

Изменение давления на входе в распределитель потока жидкости описывается уравнением:

$$\frac{dP_h}{dt} = (Q_h - Q_1 - Q_2)E/V, \quad (13)$$

### Расчетные схемы



где  $Q_1$  - производительность насоса;  $Q_1 = Q_{акк} + Q_3$  - сумма расходов жидкости, поступающих в аккумулятор и сравни- тельную полость;  $Q_2$  - расход жидкости, направляемый к гидроусилителю рулевого управления;  $E$  - модуль упругости жидкости;  $V$  - объем жидкости, находящейся под давлением  $p_H$ .

Координаты X и Y подвижных частей распределителя опреде- ляют соотношение между величинами расходов  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  и  $Q_{акк}$ .

В четвертой главе приведены условия, ме- тодика и результаты стендовых и дорожных исследований экспе- риментального тормозного привода и его аппаратов. Дорожные исследования проводились на автопоезде УАЗ-469БГ + УАЗ-8109.

В процессе проведения стендовых исследований гидроприво- да определялись его статические и динамические характеристики и оценивалось:

- следящее действие гидроусилителя тормозов;
- синхронность работы тормозных контуров прицепа и тага- ча;
- влияние существующих нелинейностей и параметров при- вода на его динамические характеристики;
- работа блока защитных клапанов и автоматического устрой- ства аварийного торможения прицепа;
- влияния на характеристики привода блока защитных клапа- нов и автоматического аварийного устройства торможения прицепа.

Для более полного изучения возможностей созданного приво- да, а также для определения тормозных качеств автомобиля с прицепом и подтверждения теоретических положений о взаимосвязи параметров привода и автопоезда проведены лабораторно-дорожные тормозные испытания автопоезда. Производились торможения оди-

ночного автомобиля и с прицепом, основной и запасной системой, а также торможение автопоезда автоматическим аварийным устрой- ством.

Выполненные исследования показали, что созданный экспери- ментальный привод тормозов обладает необходимым быстродействием, высоким качеством слежения, легкостью управления, достаточной синхронностью, способностью осуществлять автоматическое тормо- жение прицепа при разгерметизации магистрали управления и пре- дотвращать при этом разгерметизацию рабочей полости усилителя.

Результаты лабораторно-дорожных исследований свидетель- ствуют о высокой эффективности разработанной тормозной системы. При усилии на педали 300 Н тормозной путь автопоезда составляет 36,1...37,6 м при торможении с начальной скорости 80 км/ч. Тормозные пути автопоезда и одиночного автомобиля практически одинаковые и соответствуют требованиям, предъявляемым к одноч- ным легковым автомобилям.

В ходе лабораторно-дорожных исследований автопоезда были проверены функциональные качества гидросистемы питания энергией гидроусилителя тормозов. Созданный распределитель потока жид- кости способен заряжать гидроаккумулятор усилителя тормозов от насоса гидроусилителя рулевого управления.

Выполненные теоретические и экспериментальные исследования, проведенные как в лабораторных, так и в дорожных условиях по- казывают целесообразность оснащения легкового автомобиля, спо- собного буксировать одноосный прицеп, разработанным тормозным приводом.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Выбор основных параметров гидравлического тормозного привода автобуса целесообразно выполнять по разработанной в диссертации методике.

При условии неизменности площади входного штока площадь рабочего поршня однозначно определяет величину коэффициента передачи усилителя. Варьированием этого параметра наиболее рационально корректировать величину указанного коэффициента в процессе проектирования привода.

2. С помощью разработанной математической модели еще на этапе предварительного проектирования можно оценить влияние конструктивных параметров и эксплуатационных факторов на динамическую характеристику тормозного гидропривода.

Результаты лабораторно-дорожных экспериментальных исследований подтверждают достоверность теоретических предпосылок, положенных в основу создания модели анализа рабочих процессов тормозного гидропривода.

Предложенные теоретические модели анализа рабочих процессов тормозных аппаратов могут быть использованы в практике конструкторских бюро автозаводов при создании тормозных систем автобусов, что подтверждается актом внедрения результатов работы на Ульяновском автомобильном заводе.

3. Созданные на основе разработанных теоретических моделей конструкции тормозных аппаратов (блок защитных клапанов, автоматическое аварийное устройство торможения прицепа) и схема запасной тормозной системы автобуса повышают функциональные качества тормозного управления и соответственно безопасность движения. Новизна предложенных технических решений подтверждена

авторскими свидетельствами на изобретения № 1279890, 1296457 и положительным решением ВНИИГПЭ по заявке № 4305767/31.

4. Зарядку гидроаккумулятора тормозного привода целесообразно осуществлять от насоса общего с гидроусилителем рулевого привода при помощи распределителя потока жидкости, что упрощает конструкцию системы и снижает ее стоимость.

С целью снижения массы насоса и соответственно потребляемой им мощности следует обеспечивать приоритет гидроусилителя рулевого привода.

Новизна предложенной конструкции распределителя потока жидкости подтверждена авторским свидетельством на изобретение № 1357294 и положительными решениями ВНИИГПЭ по заявкам № 4402643/31, 4454322/31.

5. Предложенную в диссертации конструкцию гидравлического тормозного привода целесообразно применять на легковых автомобилях, способных буксировать прицепы, при этом значительно улучшаются тормозные качества автобуса. Так, например, автобус УАЗ-469БГ + УАЗ-8109, оснащенный указанным приводом, имеет тормозной путь на 27 % меньше, чем серийный автобус. Тормозные пути одиночного автомобиля и автобуса при этом становятся практически одинаковыми.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах

1. А.с. № 1175780 (СССР). Гидравлическая система транспортного средства / В.Н. Скляров, С.В. Батанов, А.С. Федосов, С.Н. Шуклинов. - Опубл. в Б.И. 1985, № 32.
2. А.с. № 1279890 (СССР). Гидравлическая тормозная система. / С.Н. Шуклинов. - Опубл. в Б.И. 1986, № 48.

3. А.с. № 1296457 (СССР). Гидравлическая тормозная система автопоезда. / С.Н. Шуклинов, А.С. Федосов, В.Н. Скляров. - Опубл. в Б.И. 1987, № 10.
  4. А.с. № 1357294 (СССР). Гидравлическая система транспортного средства. / С.Н. Шуклинов, В.Н. Скляров, А.С. Федосов. - Опубл. в Б.И. 1987, № 45.
  5. Шуклинов С.Н. Моделирование гидропривода тормозов автопоезда. - Харьков, 1987. - Рукопись деп. в ЦНИИТЭавтопроме 28.10.87, № 1620-ап87.
  6. Шуклинов С.Н., Скляров В.Н. Выбор параметров гидропривода тормозов автопоезда. - Харьков, 1987. - Рукопись деп. в ЦНИИТЭавтопроме 16.10.87, № 1612-ап.
  7. Заявка № 4305767/31 (СССР). Гидравлическая тормозная система автопоезда. / С.Н. Шуклинов. - Положительное решение ВНИИГПЭ от 19.04.88.
  8. Заявка № 4402643/31 (СССР). Гидравлическая система транспортного средства. / С.Н. Шуклинов, В.Н. Скляров. - Положительное решение ВНИИГПЭ от 20.10.88.
  9. Заявка № 4454322/31 (СССР). Гидравлическая система транспортного средства. / С.Н. Шуклинов, В.Н. Скляров. - Положительное решение ВНИИГПЭ от 25.01.89.
- (Handwritten signature)*

Ответственный за выпуск доцент Скляров В.Н.

БЦ 23123

Подписано к печати 19.04.89 г. 1,25 печ. л.

Заказ 801

Тираж 100. Объем 1,0 усл. печ. лист.

Типография ХВВКИУРВ