

АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

**Автоматизированные
системы управления
мобильными
машинами**

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК

Выпуск 16

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
МОБИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ

Минск "Вышэйшая школа" 1981

629.11

A22

Главный редактор

Н.Ф.Метлюк, доктор технических наук, профессор

Редакционный совет:

А.Ф.Андреев, С.М.Белов, М.П.Бренч, Г.Ф.Бутусов, М.С.Высоцкий,
А.И.Гришкевич, В.В.Гуськов, В.В.Кацыгин, И.П.Ксеневич, Г.М.Кокин,
А.Х.Лефаров, Г.И.Мамити, М.А.Разумовский, А.Т.Скойбеда, А.Ф.Тихонов,
Р.И.Фурунжиев

Ответственный за выпуск Т.М.Талалова

В данном выпуске представлены статьи, в которых излагаются результаты теоретических и экспериментальных исследований средств автоматизации автомобилей, тракторов и их двигателей. Большое внимание уделяется динамическому расчету, проектированию и испытаниям автоматизированных пневматических и гидравлических систем управления.

Сборник предназначен для инженерно-технических работников предприятий, научных работников и преподавателей вузов, аспирантов, занимающихся вопросами проектирования и исследования систем управления автомобилей, тракторов, двигателей.

А $\frac{31803 - 101}{M304 (05) - 81}$ 104-81 3603030000

© Издательство "Высшая школа", 1981,

ПРОБЛЕМЫ КОМПЛЕКСНОЙ АВТОМАТИЗАЦИИ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Перевод сельского хозяйства на индустриальную основу требует коренного улучшения материально-технического оснащения этой важной отрасли как в количественном, так и особенно в качественном отношении.

В условиях относительной стабилизации посевных площадей, при планомерном уменьшении численности работников, занятых в сельском хозяйстве, главный источник увеличения объемов продукции отрасли – интенсификация производства и рост производительности труда, которые, в свою очередь, определяются темпами внедрения научно-технических достижений.

Современный уровень научно-технического прогресса в сельском хозяйстве основан на ускорении перехода от механизации отдельных видов работ к комплексной механизации и автоматизации трудоемких процессов, что предполагает наличие систем взаимосвязанных и взаимодополняющих машин и орудий производства.

Создание системы машин обусловлено объективно действующим экономическим законом неуклонного роста производительности труда. Важная роль в системе машин отводится трактору – основному тяговому средству и мобильному источнику энергии для многих сельскохозяйственных машин и орудий. Использование потенциальных возможностей энергетического средства определяется правильным (рациональным) составлением агрегата при выполнении различных видов работ исходя из условий его использования. Хотя система машин определяет необходимое количество технических средств для механизации сельскохозяйственного производства по всему агротехническому циклу возделывания всех культур с учетом двадцати почвенно-климатических зон страны, реализация системы машин на практике вскрывает серьезные недостатки.

Статистические исследования тракторов класса 1,4 показывают, что средняя загрузка двигателя при агрегатировании с машинами для сельскохозяйственных работ составляет около 50%. На транспортных работах загрузка двигателя в установившемся режиме не превышает 45–60%. Таким образом, уже имеющиеся агрегаты могли бы обеспечить повышение производительности в 1,5–1,8 раза при использовании их потенциальных возможностей. Учитывая, что количество пропашных тракторов превышает 50% тракторного парка страны, проблема повышения использования их потенциальных возможностей становится особо актуальной.

Основные причины неполного использования мощности — несовершенство составления машинно-тракторного агрегата (МТА), а также несвоевременная поставка необходимого шлейфа машин.

Подсчитано, что увеличение средней дневной выработки условного трактора всего на гектар обеспечивает годовой эффект в масштабах страны в размере более 250 млн.руб. и экономию капитальных вложений почти на 0,5 млрд.руб. Внедрение в практику сельскохозяйственного производства скоростных энергонасыщенных агрегатов позволило существенно повысить производительность труда на основных операциях.

С ростом энергонасыщенности тракторов возрастают потери от неполного использования потенциальных возможностей составленного на его основе агрегата.

Таким образом, увеличение рабочих скоростей и рост энергонасыщенности тракторов выдвигают проблему разработки научных основ повышения использования потенциальных свойств МТА. Основные пути средства решения этой проблемы показаны на рис. 1.

Одним из путей эффективного использования заложенных в конструкцию технических возможностей и улучшения условий труда трактористов является комплексная автоматизация машинно-тракторных агрегатов.

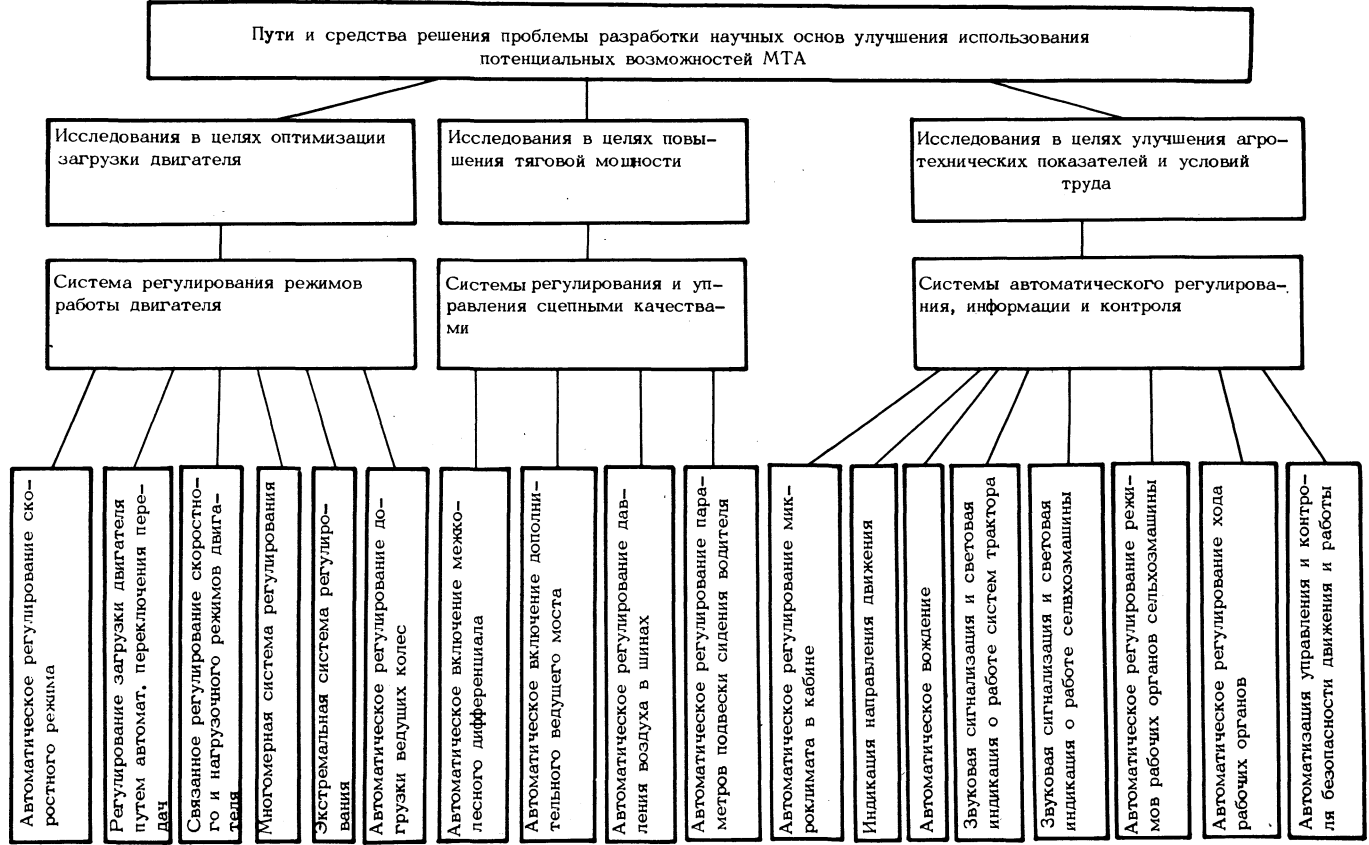
В автоматизированном агрегате выбор его оптимальных рабочих процессов и поддержание заданных режимов работы узлов и систем трактора возлагаются на автоматические устройства, а трактористу отводится функция контроля за качеством работ и поддержания параметров регулирования отдельных систем в заданных пределах.

Различают три этапа автоматизации машинно-тракторных агрегатов: разработка и внедрение локальных систем автоматического управления и контроля; разработка и создание автоматических систем группового управления; разработка и создание систем автоматизации производственного процесса без участия тракториста.

Реализации указанных этапов автоматизации МТА должна предшествовать работа по автоматизации режимов работы узлов и агрегатов трактора и сельхозмашины. Поэтому в настоящее время можно выделить следующие основные направления: автоматизация рабочих процессов тракторных агрегатов; автоматическое регулирование тягово-сцепных качеств трактора; автоматическое регулирование процессов и режимов работы агрегатов и систем трактора.

Повышение тягово-сцепных свойств трактора, особенно на влажных и рыхлых почвах, обеспечивается корректором силового воздействия или ГСВ при работе с навесными машинами, системой автоматического включения в работу переднего ведущего моста при буксовании задних колес выше установленного предела, а также системой автоматической блокировки дифференциалов ведущих мостов.

Так, на тракторах "Беларусь" передний ведущий мост включается в работу муфтой свободного хода или фрикционной муфтой с автоматом управ-



5

Рис. 1. Пути и средства решения проблемы.

ления, который реагирует на величину рассогласования частоты вращения передних и задних колес.

Блокировка дифференциалов ведущих мостов осуществляется по двум принципам : в зависимости от относительных частот вращения правого и левого колес или угла поворота направляющих колес. В отдельных случаях (как это имеет место на тракторе МТЗ—80) используются оба способа одновременно. По первому способу блокируется дифференциал переднего моста, а по второму — заднего.

Автоматическому регулированию подлежат следующие процессы и режимы работы агрегатов и систем тракторов: тепловое состояние двигателя; тепловой режим воздуха в кабине; стабилизация положения остова крутосклонного трактора; загрузка двигателя; скоростной режим работы трактора; переключение передач ступенчатой коробки передач или изменение подачи жидкости при использовании гидродинамических (гидрообъемных) передач.

Проблема автоматизации скоростных режимов МТА и загрузочных режимов двигателя актуальна и в то же время наименее изучена и разработана как в теоретическом, так и практическом плане. Актуальность ее возрастает с внедрением высокопроизводительных скоростных агрегатов. Автоматизация процесса переключения передач в ступенчатых коробках передач (КП) — часть общей проблемы комплексной автоматизации МТА. Технической предпосылкой к ее решению является применение в КП современных тракторов гидроуправляемых фрикционных муфт и тормозов, обеспечивающих командное переключение передач.

Однако эффективность МТА с автоматической системой переключения передач (АСПП) может оказаться достаточно высокой лишь при условии рационального выбора параметров самой АСПП с учетом типа и назначения трактора и условий его работы, характеристики его двигателя, параметров динамической системы МТА и параметров КП (трансмиссии), в полной мере удовлетворяющей требованиям автоматизации процесса переключения передач.

При создании АСПП необходимо обеспечить ее соответствие следующим требованиям:

- поддерживать загрузку двигателя близкой к номинальной при максимальном скоростном режиме за счет изменения передаточного числа трансмиссии;

- поддерживать скорость агрегата в заданных пределах путем выбора такого соотношения между скоростным режимом двигателя и передаточным числом трансмиссии, при котором двигатель был бы наиболее полно загружен (работа на частичном режиме);

- при отборе части мощности двигателя на привод активных рабочих органов сельхозмашин и обеспечении постоянства частоты вращения вала отбора мощности поддерживать наибольшую загрузку двигателя на максимальном

скоростном режиме или поддерживать скорость движения МТА в заданных пределах только за счет изменения передаточного числа трансмиссий.

Для универсально-пропашных тракторов высокой энергонасыщенности обеспечение постоянства скорости — одно из наиболее важных требований, так как при возделывании пропашных культур мощность двигателя не всегда может быть использована из-за жестких ограничений скорости МТА и ширины захвата по условиям качества выполнения работы. Неполная загрузка двигателя приводит к перерасходу топлива на единицу выполненной работы. Зависимость удельного расхода топлива g_e от величины загрузки для двигателей с различной степенью форсирования по p_e приведена на рис. 2. При работе двигателя на частичном режиме (использование всережимного регулятора) и при полной загрузке его на этом режиме топливная экономичность (снижение расхода топлива на единицу выполненной работы) существенно улучшается.

Наряду с повышением производительности МТА и улучшением топливной экономичности применение АСПП дает возможность улучшить условия труда тракториста. Это подтверждают результаты исследований количества переключения передач при наличии указателя загрузки и без него. Так, в первом случае количество переключений в начале смены составляло 20–30 в час, а во втором 12–16 и в конце смены 4–6 в час. Это свидетельствует об утомленности тракториста и его отказе от переключения передач.

При наличии АСПП частота переключения передач определяется параметрами трансмиссии и АСПП, а также условиями работы МТА и не зависит от квалификации и степени утомленности тракториста. По данным исследований, выполненных МТЗ и ЦНИИМЭСХ, наличие АСПП на тракторе МТЗ–80А привело при равных условиях к увеличению количества переключений в сравнении с этим же трактором без АСПП в среднем в 1,9 раза на транспорте и в 2,3 раза на пахоте. Увеличение частоты переключения выдвигает проблему исследования долговечности трансмиссии трактора и других силовых узлов и ее решения на стадии проектирования.

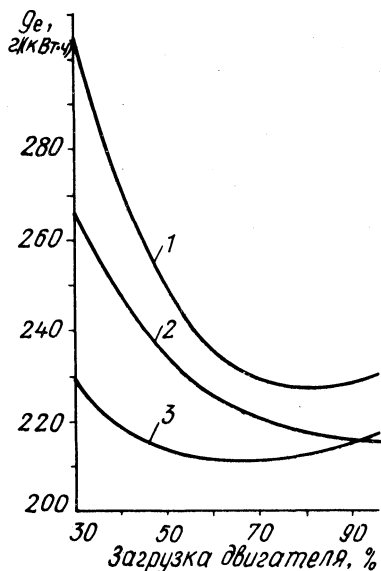


Рис. 2. Изменение удельного расхода топлива в зависимости от загрузки двигателя:

- 1 — без турбонаддува ($p_e = 0,84$ МПа);
- 2 — с турбонаддувом ($p_e = 1,09$ МПа);
- 3 — с турбонаддувом и промежуточным охлаждением ($p_e = 1,79$ МПа).

Опыт создания, доводки и использования АСПП в отечественном и зарубежном тракторостроении недостаточен, а опыт автостроения не может быть использован в полной мере, так как информационные переменные АСПП не обеспечивают необходимой точности поддержания загрузки тракторного двигателя. Трудности создания АСПП не могут быть преодолены без разработки теоретических основ их создания, а без решения этого вопроса невозможно реализовать задачу управления одним оператором несколькими МТА (групповое управление). Возможно параллельное решение проблем автоматического вождения МТА и создания АСПП трактора.

При этом на первом этапе автомат будет осуществлять вождение на протяжении длины гона, а совершение поворотов возьмет на себя тракторист, находящийся на тракторе. Положительный опыт такой человеко-машинной системы хотя и недостаточный, но уже имеется.

ГСКБ (МТЗ) и ГорСХИ доработали техническую документацию на систему автоматического вождения трактора МТЗ—80/82 на севе и культивации. Испытания показали устойчивую работу системы при движении трактора в междурядьях на повышенных скоростях в сравнении с ручным управлением. Повышение производительности на междурядной обработке кукурузы достигало 40% (по данным ГорСХИ).

В настоящее время ГСКБ МТЗ, ГСКБ ХТЗ и ряд других организаций проводят работы по автоматизации управления тракторов МТЗ—80/82 и Т—150К. Институтом механизации АН Грузинской ССР испытываются системы автовождения трактора К—701 с фотооптическим датчиком, что исключает непосредственный (механический) контакт с обрабатываемой почвой. Вопросы группового управления МТА отрабатываются на базе тракторных агрегатов в составе Т—150К. Значительные трудности управления выявлены при выходе на разворотные полосы в конце гона. Кроме создания автоматических систем управления сельскохозяйственных МТА, проводятся работы по дистанционному управлению промышленными тракторами с использованием опыта работы радиоуправляемых тракторов зарубежных фирм.

Таким образом, наиболее сложными задачами на пути комплексной автоматизации МТА является автоматизация режима работы двигателя и вождения агрегата. Машинно-тракторный агрегат — сложная система, включающая в себя системы более низкого ранга — трактор и сельхозмашину. Решение проблемы создания МТА-роботов не может быть достигнуто без "внутренней" комплексной автоматизации протекания процессов и режимов работы узлов, агрегатов и систем как трактора, так и сельскохозяйственной машины.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Динамическая схема (рис. 1) пневмопривода автоматической противоблокировочной тормозной системы при установке модулятора на каждое колесо для двухосного автомобиля разработана с учетом сосредоточенных параметров. На схеме приняты обозначения: z_{ij} – перемещение штока j -й тормозной камеры i -го моста; p и V – соответственно давление в полости и ее объем (индексы означают: z – защитный клапан; p_i – i -й ресивер; k_i – i -я секция тормозного крана; C и B – полости ускорительного клапана; u_i – узлы разветвления i -го моста; mim – m -й модулятор i -го моста; ij – j -ая тормозная камера i -го моста); μf – эквивалентная пропускная способность участков пневмоцепей (индексы означают: z – магистраль от компрессора до защитного клапана; p_i – магистраль от защитного клапана до i -го ресивера; k_i – магистраль от i -го ресивера до i -й секции тормозного крана и его впускной клапан; uk – магистраль от ресивера до ускорительного клапана и его впускной клапан; B – магистраль от тормозного крана до ускорительного клапана; 1 – магистраль от тормозного крана до разветвления переднего моста; 2 – магистраль от ускорительного клапана до разветвления заднего моста; $.mim$ – магистраль от i -го разветвления до m -го модулятора i -го моста и впускной клапан; vim – выпускной клапан m -го модулятора i -го моста; ij – магистраль от модулятора до j -й тормозной камеры i -го моста; $); Y$ – узлы пневмоцепей (индексы означают: p_i – на входе в i -й ресивер; C и B – на входе в ускорительный клапан; k_i – на входе в i -ю секцию тормозного крана; u_i – i -е разветвление; mim и vim – соответственно на входе и выходе m -го модулятора i -го моста; ij – на входе в j -ю тормозную камеру i -го моста).

Периодические электрические сигналы u'_{im} и u''_{im} управления соленоидными выпускными (атмосферными) и впускными (воздушными) клапанов m -го модулятора, поступающие от электронно-решающего блока, можно представить в виде прямоугольных импульсов различной частоты f и скважности τ_{im} и определять для четырехфазового регулирования по выражениям, приведенным в работе [1]. Периодические законы перемещения x_{vim} выпускных и x_{mim} впускных клапанов модуляторов определяются согласно этой же работе по аналогии с коэффициентами местных сопротивлений ζ_{vim} и ζ_{mim} .

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику рассматриваемого пневмопривода, получаются при составлении уравнения баланса мгновенных массовых расходов в узлах пневмоцепей (рис. 1) и использовании гиперболической функции мгновенного массового расхода через дроссель [2]. При этом учитывается нелинейная зависимость площади диафрагмы

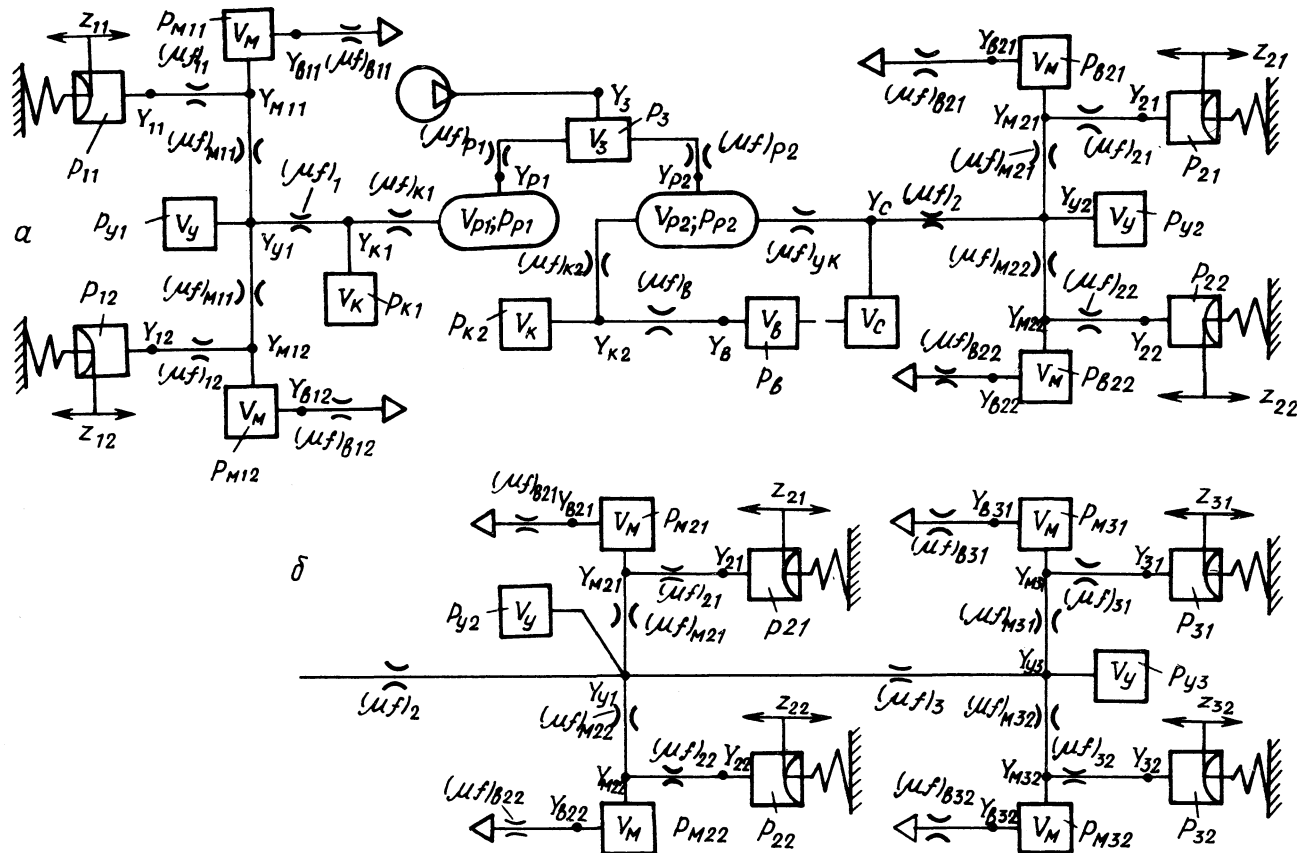


Рис. 1. Динамические схемы пневматического привода противоблокировочной тормозной системы с модуляторами на каждое колесо для двухосного автомобиля (а) и для заднего контура трехосного автомобиля (б).

$F(z_{ij})$ от перемещения штока камеры, нелинейные гистерезисные характеристики перемещения z_{ij} штока камеры и тормозного момента M_{Tij} , развиваемого тормозным механизмом, от давления воздуха в камерах; нелинейная характеристика объемной производительности Q_K компрессора; релейная характеристика регулятора давления; зоны нечувствительности в кране, тормозном механизме и ускорительном клапане. Кроме того, пренебрегаю силами трения в кране и модуляторах, а также массами клапанов.

Динамика пневмопривода в начальной фазе торможения Φ_H , осуществляемой водителем, описывается уравнениями:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{k p_3 Q_K}{V_3} - \sum_{i=1}^{n_p} [(\mu f)_{pi} N \frac{p_3}{V_3} \cdot \frac{p_3 - p_{pi}}{B p_3 - p_{pi}}] \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp_{pi}}{dt} &= (\mu f)_{pi} \frac{N p_3}{V_{pi}} \cdot \frac{p_3 - p_{pi}}{B p_3 - p_{pi}} - (\mu f)_{ki} \frac{N p_{pi}}{V_{pi}} \cdot \frac{p_{pi} - p_{ki}}{B p_{pi} - p_{ki}} - \\ &- (\mu f)_{yk} \frac{N p_{p2}}{V_{p2}} \cdot \frac{p_{p2} - p_c}{B p_{p2} - p_c}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{dp_{k1}}{dt} = (\mu f)_{k1} \frac{N p_{p1}}{V_k} \cdot \frac{p_{p1} - p_{k1}}{B p_{p1} - p_{k1}} - (\mu f)_1 \frac{N p_{k1}}{V_k} \cdot \frac{p_{k1} - p_{y1}}{B p_{k1} - p_{y1}}; \quad (3)$$

$$\frac{dp_{k2}}{dt} = (\mu f)_{k2} \frac{N p_{p2}}{V_k} \cdot \frac{p_{p2} - p_{k2}}{B p_{p2} - p_{k2}} - (\mu f)_B \frac{N p_{k2}}{V_k} \cdot \frac{p_{k2} - p_B}{B p_{k2} - p_B}; \quad (4)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = (\mu f)_B \frac{N p_{k2}}{V_B} \cdot \frac{p_{k2} - p_B}{B p_{k2} - p_B}; \quad (5)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = (\mu f)_{yk} \frac{N p_{p2}}{V_c} \cdot \frac{p_{p2} - p_c}{B p_{p2} - p_c} - (\mu f)_2 \frac{N p_c}{V_c} \cdot \frac{p_c - p_{y2}}{B p_c - p_{y2}}; \quad (6)$$

$$\frac{dp_{y1}}{dt} = (\mu f)_1 \frac{N p_{k1}}{V_y} \cdot \frac{p_{k1} - p_{y1}}{B p_{k1} - p_{y1}} - \frac{N p_{y1}}{V_y} \sum_{m=1}^{n_{m1}} [(\mu f)_{m1m} \frac{p_{y1} - p_{m1m}}{B p_{y1} - p_{m1m}}]; \quad (7)$$

$$\frac{dp_{y2}}{dt} = (\mu f)_2 \frac{Np_c}{V_y} \cdot \frac{p_c - p_{y2}}{Bp_c - p_{y2}} - \frac{Np_{y2}}{V_y} \sum_{m=1}^{n_{m2}} [(\mu f)_{m2m} \frac{p_{y2} - p_{M2m}}{Bp_{y2} - p_{M2m}}]; \quad (8)$$

$$\frac{dp_{Mim}}{dt} = (\mu f)_{mim} \frac{Np_{yi}}{V_M} \cdot \frac{p_{yi} - p_{Mim}}{Bp_{yi} - p_{Mim}} - (\mu f)_{ij} \frac{Np_{Mim}}{V_M} \frac{p_{Mim} - p_{ij}}{Bp_{Mim} - p_{ij}}; \quad (9)$$

$$V_{ij} \frac{dp_{ij}}{dt} + kp_{ij} \frac{dV_{ij}}{dt} = (\mu f)_{ij} Np_{Mim} \frac{p_{Mim} - p_{ij}}{Bp_{Mim} - p_{ij}}; \quad (10)$$

$$V_{ij} = V_{oi} + b_{oi} z_{ij} + b_{1i} z_{ij}^2; \quad (11)$$

$$Q_{\kappa} = \left\{ \begin{array}{l} V_{\text{PK}}(a_0 + a_1 p_{p1})(a_2 + a_3 \theta) \quad \text{при } p_{p1} < p_{\text{max}} \\ 0 \quad \text{при } p_{p1} \geq p_{\text{max}} \\ 0 \quad \text{при } p_{p1} > p_{\text{min}} \\ V_{\text{PK}}(a_0 + a_1 p_{p1})(a_2 + a_3 \theta) \quad \text{при } p_{p1} \leq p_{\text{min}} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} \frac{dp_{p1}}{dt} > 0 \\ \frac{dp_{p1}}{dt} < 0 \end{array} \right\} p_{p1} < p_{p2}; \quad (12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{\text{PK}}(a_0 + a_1 p_{p2})(a_2 + a_3 \theta) \quad \text{при } p_{p2} < p_{\text{max}} \\ 0 \quad \text{при } p_{p2} \geq p_{\text{max}} \\ 0 \quad \text{при } p_{p2} > p_{\text{min}} \\ V_{\text{PK}}(a_0 + a_1 p_{p2})(a_2 + a_3 \theta) \quad \text{при } p_{p2} \leq p_{\text{min}} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} \frac{dp_{p2}}{dt} > 0 \\ \frac{dp_{p2}}{dt} < 0 \end{array} \right\} p_{p1} > p_{p2};$$

$$M_{\text{rij}} = \left\{ \begin{array}{l} A_{oi} + A_{1i} p_{ij} + A_{2i} p_{ij}^2 \quad \text{при } \frac{dp_{ij}}{dt} > 0; \\ \frac{k_{Mij}}{k_{pij}} (B_{oi} k_{pij} + B_{1i} p_{ij} + B_{2i} \frac{p_{ij}^2}{k_{pij}}) \quad \text{при } \frac{dp_{ij}}{dt} < 0; \end{array} \right. \quad (13)$$

$$z_{ij} = \left. \begin{cases} 0 & \text{при } 1 \leq p_{ij} \leq p_{oi} \\ \sqrt{c_{oi}(p_{ij} - p_{oi})} & \text{при } p_{ij} > p_{oi} \end{cases} \right\} \frac{dp_{ij}}{dt} > 0; \quad (14)$$

$$\left. \begin{cases} 3\sqrt{c_{li}(p_{ij} - k_{ij}p_{oi})} & \text{при } p_o \leq p_{ij} \leq p_{\max} \\ 0 & \text{при } p_{ij} \leq p_{oi} \end{cases} \right\} \frac{dp_{ij}}{dt} < 0;$$

$$h_i = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < y_i \leq h_o; \\ y_i - h_i - \delta_i & \text{при } y_i > h_o; \end{cases} \quad (15)$$

$$\delta_i = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < p_{ki} \leq p_{ок}; \\ F_k p_{ki} / c_k - \delta_o & \text{при } p_{ок} < p_{ki} \leq p'_{ki}; \\ F_k p'_{ki} / c_k - \delta_o & \text{при } p_{ki} > p'_{ki}; \end{cases} \quad (16)$$

$$y_i = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < t \leq \tau_o; \\ (y_{\max} / t_{\max}) t & \text{при } \tau_o < t \leq t_{\max}; \\ y_{\max} & \text{при } t > t_{\max}, \end{cases} \quad (17)$$

где k — показатель адиабаты; n_p и n_m — число ресиверов и модуляторов на мосту; $N = kv_{кр} A$; A и B — коэффициенты аппроксимации газодинамической функции расхода; $v_{кр}$ — критическая скорость течения воздуха; v_o и v_{ij} — начальный и текущий объемы j -й камеры i -го моста; b_{oi} и b_{li} — коэффициенты аппроксимации зависимости $F(z_{ij})$; c_{oi} и c_{li} — коэффициенты аппроксимации зависимости $z_{ij}(p_{ij})$; p_{oi} — начальная зона нечувствительности зависимости $z_{ij}(p_{ij})$; A_{oi} , A_{li} , A_{2i} , B_{oi} , B_{li} и B_{2i} — коэффициенты аппроксимации зависимости $M_{Tij}(p_{ij})$; k_{rij} и k_{mij} — масштабные коэффициенты для зависимостей $M_{Tij}(p_{ij})$ и $z_{ij}(p_{ij})$ в фазе оттормаживания; $V_{рк}$ — рабочий объем цилиндров компрессора; $a_o - a_3$ — коэффициенты аппроксимации зависимости Q_k ; θ — время работы компрессора; p_{\max} и p_{\min} — верхний и нижний пределы регулирования давления в ресиверах; h_i и y_i — перемещение клапана и штока i -й секции тормозного крана; δ_i и δ_o — соответственно деформация и предварительная деформация уравнивающей пружины; h_o — зазор между штоком и клапаном; F_k — площадь следящего поршня; c_k — жесткость уравнивающей пружины; $p_{ок}$ — зона нечувствительности крана; p'_{ki} — давление, при котором выключается из работы уравнивающая пружина; τ_o —

запаздывание, обусловленное зазорами в механической части привода тормозного крана; t_{\max} — время перемещения педали на величину y_{\max} .

Площади проходных сечений клапанов равны; $f_{ki} = \pi d_{ki}^2 h_i$; $f_{mim} = \pi d_{mim}^2 x_{mim}$; $f_{vim} = \pi d_{vim}^2 x_{vim}$ (d_{ki} , d_{mim} и d_{vim} — диаметры седел клапанов крана и модулятора).

Следует учесть, что при $p_B \ll (p_{тр} + P_{пр} + p_{p2} F_2) / F_1$ $p_C = p_{y2} = p_{m2m} = p_{2j} = 1$ ($P_{тр}$ и $P_{пр}$ — усилие трения и пружины ускорительного клапана; F_1 и F_2 — площади поршней ускорительного клапана).

В случае, когда в схеме привода отсутствует ускорительный клапан, уравнения (5) и (6) исключаются, а в уравнениях (4) и (8) вместо значений p_B и p_C соответственно подставляются значения p_{y2} и p_{k2} .

Динамика пневмопривода в циклическом режиме работы (фазы оттормозивания Φ_0 , выдержки Φ_{B1} и Φ_{B2} , торможения Φ_T) описывается уравнениями (1) — (8), (11) — (14), а также уравнениями:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{mim}}{dt} = & \frac{N}{V_M} \left[(\mu f)_{mim} p_{yi} \frac{p_{yi} - p_{mim}}{p_{yi} - p_{mim}} - \frac{(\mu f)_{ij} p_{mim}}{(\mu f)_{mmax}} \times \right. \\ & \times \frac{p_{mim} - p_{ij}}{p_{mim} - p_{ij}} (\mu f)_{mim} + \frac{(\mu f)_{ij} p_{ij}}{(\mu f)_{vmax}} \cdot \frac{p_{ij} - p_{mim}}{p_{ij} - p_{mim}} (\mu f)_{vim} - \\ & \left. - (\mu f)_{vim} p_{mim} \cdot \frac{p_{mim} - p_a}{p_{mim} - p_a} \right]; \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} V_{ij} \frac{dp_{ij}}{dt} + k p_{ij} \frac{dV_{ij}}{dt} = & \frac{N (\mu f)_{ij} p_{mim}}{(\mu f)_{mmax}} \cdot \frac{p_{mim} - p_{ij}}{p_{mim} - p_{ij}} (\mu f)_{mim} - \\ & - \frac{N (\mu f)_{ij} p_{ij}}{(\mu f)_{vmax}} \cdot \frac{p_{ij} - p_{mim}}{p_{ij} - p_{mim}} (\mu f)_{vim}. \end{aligned} \quad (19)$$

При этом следует иметь в виду, что в уравнения (3) и (4) подставляются значения $(\mu f)_{k1}$ и $(\mu f)_{k2}$, соответствующие максимальному открытию клапанов крана.

Для трехосного автомобиля с противоблокировочной тормозной системой динамическая схема пневматического привода контура задней тележки приведена на рис. 1, б. Динамика этого привода во всех фазах работы описывается вышеприведенными уравнениями за исключением уравнения (8), которое для данного случая имеет вид:

$$\frac{dp_{y2}}{dt} = (\mu f)_2 \frac{Np_c}{V_y} \cdot \frac{p_c - p_{y2}}{Bp_c - p_{y2}} - (\mu f)_3 \frac{Np_{y2}}{V_y} \cdot \frac{p_{y2} - p_{y3}}{Bp_{y2} - p_{y3}} - \frac{Np_{y2}}{V_y} \sum_{m=1}^{n_{2m}} [(\mu f)_{m2m} \cdot \frac{p_{y2} - p_{m2m}}{Bp_{y2} - p_{m2m}}] \quad (20)$$

Кроме того, дополнительно появляется уравнение для узла Y_{y3} :

$$\frac{dp_{y3}}{dt} = (\mu f)_3 \frac{Np_{y2}}{V_y} \cdot \frac{p_{y2} - p_{y3}}{Bp_{y2} - p_{y3}} - \frac{Np_{y3}}{V_y} \sum_{m=1}^{n_{3m}} [(\mu f)_{m3m} \times \frac{p_{y3} - p_{m3m}}{Bp_{y3} - p_{m3m}}] \quad (21)$$

При установке одного модулятора в узле разветвления на два колеса моста (рис. 2) вместо уравнений (7), (8) и (9) записываются два уравнения в виде

$$\frac{dp_{M1}}{dt} = (\mu f)_1 \frac{Np_{K1}}{V_M} \cdot \frac{p_{K1} - p_{M1}}{Bp_{K1} - p_{M1}} - \frac{Np_{M1}}{V_M} \sum_{j=1}^{n_{K1}} [(\mu f)_{1j} \times \frac{p_{M1} - p_{1j}}{Bp_{M1} - p_{1j}}] \quad (22)$$

$$\frac{dp_{M2}}{dt} = (\mu f)_2 \frac{Np_c}{V_M} \cdot \frac{p_c - p_{M2}}{Bp_c - p_{M2}} - \frac{Np_{M2}}{V_M} \sum_{j=1}^{n_{K2}} [(\mu f)_{2j} \times \frac{p_{M2} - p_{2j}}{Bp_{M2} - p_{2j}}] \quad (23)$$

где n_{K1} и n_{K2} — число тормозных камер, подключенных к переднему и заднему контуру привода; p_{M1} и p_{M2} — давления в модуляторе соответственно переднего и заднего моста.

Циклический режим работы привода в этом случае описывается уравнениями (1) — (6), (11) — (14), (19), а также уравнениями

$$\frac{dp_{M1}}{dt} = \frac{N}{V_M} \left\{ \frac{p_{K1} (\mu f)_{\exists 1}}{(\mu f)_{m\max}} \cdot \frac{p_{K1} - p_{M1}}{Bp_{K1} - p_{M1}} (\mu f)_{M1} - \right.$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{P_{M1}(\mu f)_{M1}}{(\mu f)_{\text{mmax}}} \sum_{j=1}^{n_{K1}} [(\mu f)_{ij} \frac{P_{M1} - P_{ij}}{B_{P_{M1}} - P_{ij}}] + \\
& + \frac{(\mu f)_{B1}}{(\mu f)_{\text{вmax}}} \sum_{j=1}^{n_{K1}} [(\mu f)_{1j} P_{1j} \frac{P_{1j} - P_{M1}}{B_{P_{1j}} - P_{M1}}] - (\mu f)_{B1} P_{M1} \frac{P_{M1} - P_a}{B_{P_{M1}} - P_a} \Big\}; \quad (24)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{dp_{M2}}{dt} = & \frac{N}{V_M} \left\{ P_c(\mu f)_{\varepsilon 2} \cdot \frac{P_c - P_{M2}}{B_{P_c} - P_{M2}} (\mu f)_{M2} - \right. \\
& - \frac{P_{M2}(\mu f)_{M2}}{(\mu f)_{\text{mmax}}} \sum_{j=1}^{n_{K2}} [(\mu f)_{2j} \frac{P_{M2} - P_{2j}}{B_{P_{M2}} - P_{2j}}] + \\
& + \frac{(\mu f)_{B2}}{(\mu f)_{\text{вmax}}} \sum_{j=1}^{n_{K2}} [(\mu f)_{2j} P_{2j} \frac{P_{2j} - P_{M2}}{B_{P_{2j}} - P_{M2}}] - (\mu f)_{B2} P_{M2} \frac{P_{M2} - P_a}{B_{P_{M2}} - P_a} \Big\}, \quad (25)
\end{aligned}$$

где $(\mu f)_{\varepsilon 1}$ и $(\mu f)_{\varepsilon 2}$ – эквивалентные пропускные способности участков магистралей от разветвления до модуляторов и его впускных клапанов, определяемые по рекомендациям [2].

При этом следует иметь в виду, что в уравнениях (3) и (6) вместо p_{y1} , p_{y2} нужно подставлять соответственно p_{M1} и p_{M2} , а в уравнении (19) вместо P_{Mim} , P_{Vim} , $(\mu f)_{\text{mim}}$ и $(\mu f)_{\text{vim}}$ – соответственно P_{Mi} , P_{Vi} , $(\mu f)_{Mi}$ и $(\mu f)_{Vi}$.

Если не учитывать емкости крана, ускорительного клапана и модулятора и принять релейное открытие их клапанов, то динамическая схема привода упрощается, как показано на рис.3. Здесь $(\mu f)_{T1}$ и $(\mu f)_{T2}$ представляют собой эквивалентные проходимости параллельных участков магистрали от модулятора до тормозных камер, равные $(\mu f)_{T1} = (\mu f)_{11} + (\mu f)_{12}$, $(\mu f)_{T2} = (\mu f)_{21} + (\mu f)_{22}$. На схеме тормозные камеры каждого моста заменены одной эквивалентной камерой, параметры которой определяются по рекомендациям [3].

Динамика привода во всех фазах работы, согласно такой упрощенной динамической схеме, кроме уравнения (1), описывается уравнениями:

$$\frac{dp_{pi}}{dt} = (\mu f)_{pi} \frac{N_{p3}}{V_{pi}} \cdot \frac{p_3 - p_{pi}}{B_{p3} - p_{pi}} - (\mu f)_{\varepsilon 1} \frac{N_{p_{pi}}}{V_{pi}} \cdot \frac{P_{pi} - p_i}{B_{P_{pi}} - p_i}; \quad (26)$$

$$\begin{aligned}
V_i \frac{dp_i}{dt} + k_{pi} \frac{dV_i}{dt} = & \frac{N_{p_{pi}}(\mu f)_{\varepsilon 1}}{(\mu f)_{\text{mmax}}} \cdot \frac{P_{pi} - p_i}{B_{P_{pi}} - p_i} (\mu f)_{Mi} - \\
& - \frac{N_{p_i}(\mu f)_{\varepsilon i}}{(\mu f)_{\text{вmax}}} \cdot \frac{p_i - P_a}{B_{p_i} - P_a} (\mu f)_{Vi}, \quad (27)
\end{aligned}$$

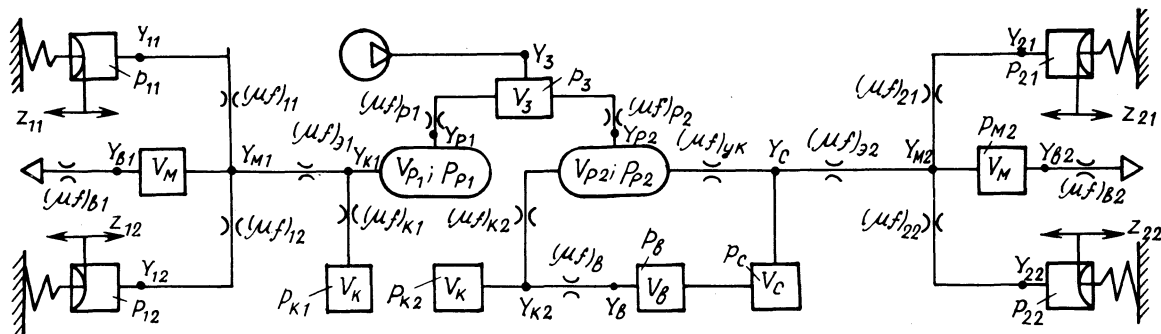


Рис. 2. Динамическая схема пневматического привода противоблокировочной тормозной системы двухосного автомобиля с модуляторами на каждый мост.

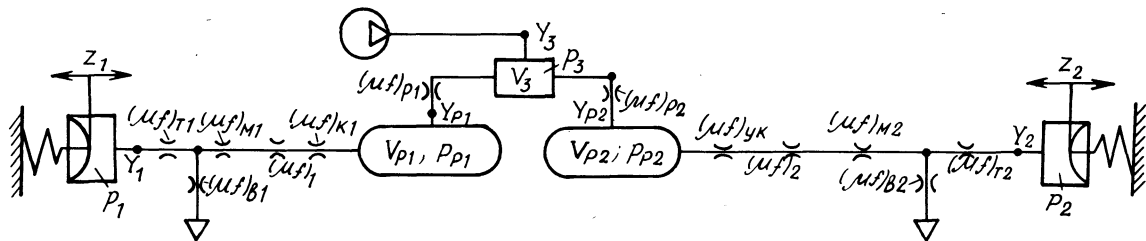


Рис. 3. Упрощенная динамическая схема пневматического привода противоблокировочной тормозной системы двухосного автомобиля.

где $(\mu f)_{z_i}$ и $(\mu f)'_{z_i}$ — эквивалентные пропускные способности пневмоцепи от i -го ресивера до i -й тормозной камеры соответственно при ее наполнении и опорожнении, которые определяются по работе [2].

Значения V_i, z_i, M_{Ti} вычисляются по зависимостям, аналогичным (11) — (13).

Таким образом, разработанная математическая модель пневмопривода протитормозной системы грузового автомобиля позволяет исследовать различные установки модуляторов на автомобиле и различные алгоритмы регулирования давления и тормозного момента, а также оценить влияние параметров пневмопривода на его динамические характеристики. Эта модель является составной частью общей математической модели всей пневматической протитормозной системы грузового автомобиля, которая дополнительно включает модель, описывающую движение автомобиля при торможении, и модель, описывающую логику работы электронно-решающего блока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автушко В.П. Математическая модель гидропривода протитормозной системы автомобилей особо большой грузоподъемности. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 13–25.
2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справочное пособие. — М., 1975. — 272 с.
3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М., 1980, — 232 с.

УДК 629.113–585

М.М.Белоус, А.И.Гришкевич

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ ТОЧНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИНХРОНИЗАЦИИ

Вопрос о точности работы возникает при создании любой системы управления, так как он связан с размерами ее элементов, требованиями к качеству деталей, с надежностью и стоимостью. Сложность задачи заключается в необходимости получения ответа до начала разработки самой системы.

При определении требуемой точности работы системы центральной синхронизации положение усугубляется еще и тем, что требования к точности системы зависят от конструкции трансмиссии автомобиля, так как динамические нагрузки в трансмиссии при определенном рассогласовании частот вращения ведущих и ведомых частей коробки передач в момент включения передачи зависят от динамической схемы трансмиссии.

Исследования проводились на комплексе, состоящем (рис. 1) из системы управления А и аналоговой вычислительной машины (АВМ) Б. На АВМ

набиралась модель трансмиссии автомобиля 8 с дизельным двигателем 7, а также модель исполнительного механизма коробки передач 6 и модели приводов органа топливоподачи 3, заслонки моторного тормоза 4 и сцепления 5. Система управления состояла из электронного управляющего блока 2, выполненного на интегральных микросхемах и селектора 1. Параметры динамической системы соответствовали автомобилю МАЗ-5335. Решение осуществлялось в масштабе пятидесятикратного замедления по времени.

В процессе исследования фиксировались частота вращения первичного вала коробки передач ω_1 , частота вращения выходного вала коробки передач, приведенная к первичному валу $\omega_2 \cdot i_{\text{КП}}$, крутящий момент на выходном валу коробки передач, приведенный к первичному валу $M_{\text{К}}$, и отметка времени.

Порядок работы комплекса при переключении передач следующий. В течение времени t_0 моделируется движение на исходной передаче, при этом разность частот вращения $\Delta \omega$ определяется выражением (1)

$$\Delta \omega = \omega_1 - \omega_2 \cdot i_{\text{КП}}' \quad (1)$$

После подачи сигнала с помощью селектора на включение новой передачи (время t_3) в электронном управляющем блоке получается несоответствие сигналов включенной передачи с той, которую необходимо включить. В такой ситуации электронный управляющий блок выдает сигналы на перемещение органа топливоподачи (здесь и далее под названиями реальных органов управления понимаются их модели) в положение минимальной подачи, на выключение сцепления и выключение предыдущей передачи. Одновременно анализируются номера передач включенной и включаемой. Этот анализ дает возможность определить направление переключения, и в электронном управляющем блоке запоминается соответствующий сигнал. Вместе с тем частота вращения выходного вала коробки передач приводится к первичному валу с новым значением передаточного отношения $i_{\text{КП}}''$. В конце этого такта вследствие выключения передачи крутящий момент в трансмиссии уменьшается до нуля.

В следующем такте включается сцепление и в зависимости от направления переключения орган топливоподачи перемещается либо в положение максимальной подачи, либо остается в положении минимальной подачи и вводится в действие моторный тормоз. Разность между частотами вращения начинает уменьшаться, система управления следит за этим изменением и в момент, когда выполняется условие (2)

$$\Delta \omega = \omega_1 - \omega_2 \cdot i_{\text{КП}}'' = 0, \quad (2)$$

выдает сигнал на включение новой передачи. Длительность такта определяет время синхронизации t_c .

Ввиду инерционности привода исполнительного механизма коробки передач включение передачи произойдет спустя время t_3 . За этот период вновь появится некоторая величина рассогласования частот вращения. Поэтому включение передачи произойдет не плавно, а с ударом, который характеризуется резким нарастанием значения крутящего момента до величины $M_{кmax}$. Этот динамический момент зависит от величины рассогласования частот вращения, вводимых в зацепление при включении передачи элементов зубчатых муфт.

После включения новой передачи орган топливоподачи и моторный тормоз возвращаются в исходное положение. Режим работы комплекса соответствует движению автомобиля на новой передаче (время t_K).

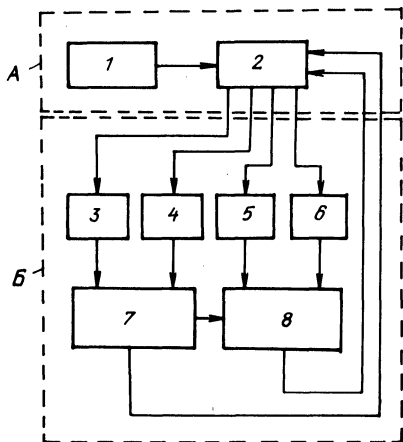


Рис. 1. Блок-схема комплекса система управления - аналоговая вычислительная машина.

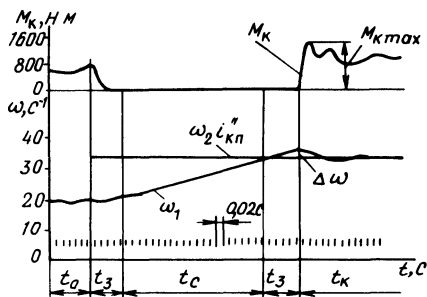


Рис. 2. Осциллограмма процесса переключения с высшей передачи на низшую.

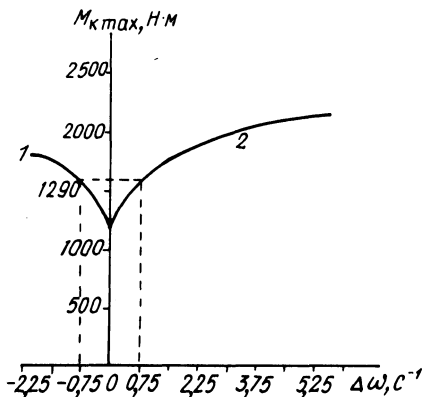


Рис. 3. Зависимость максимального динамического момента, приведенного к первичному валу, от величины рассогласования частот вращения вводимых в зацепление элементов коробки передач:

1 — переключение с низшей передачи на высшую; 2 — переключение с высшей передачи на низшую.

На рис. 2 приведен образец осциллограммы процесса переключения с высшей передачи на низшую.

В результате исследования получена зависимость максимального динамического момента от величины рассогласования частот вращения вводимых в зацепление элементов в момент включения передачи. График этой зависимости представлен на рис. 3.

Если задаться условием, что величина динамического момента при включении передачи не должна превосходить момента по сцеплению, то, исходя из графика, допустимая величина рассогласования будет равна $\pm 0,75 \text{ с}^{-1}$. При этом принято, что номинальный момент двигателя ЯМЗ–236 равен $667 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а коэффициент запаса сцепления – $1,8$.

Получить от системы управления такую точность возможно, поскольку, по имеющимся сведениям [1], фирма "Ford" в разработанной системе ESTA достигла точности работы, обеспечивающей среднюю величину рассогласования частот вращения при переключении передач до $\pm 0,5 \text{ с}^{-1}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Semi – automatic transmission developed by Ford. – Coaching Journal and Bus Review, 1974, Vol. 42, № 9, p. 34–35.

УДК 629.113.001.6

А.И.Гришкевич, О.С.Руктешель, Д.В.Степанов

ИМИТАЦИЯ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЙ НА СТЕНДЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Одним из основных при разработке систем автоматического управления (САУ) трансмиссией автомобиля является вопрос ее испытания и доводки. Специфика стендовых испытаний трансмиссии с САУ заключается в необходимости имитации на стенде эксплуатационных режимов движения автомобиля.

Существуют барабанные стенды [1, 2], позволяющие имитировать такие режимы работы трансмиссии, но для этого требуется постановка на стенд всего автомобиля, что затрудняет и удорожает испытания трансмиссии с САУ. Поэтому такие испытания целесообразно проводить на инерционном стенде, который должен позволять имитировать режимы работы трансмиссии при движении автомобиля в эксплуатационных условиях. Инерционный стенд включает в себя двигатель, испытываемую трансмиссию с САУ, инерционный маховик и тормозную установку [3].

Для обеспечения имитации на стенде режимов работы трансмиссии профиль дороги задается по программе, записанной на магнитной ленте в соответствии с параметрами реальной или реализации случайной дороги. Сопротивление движению автомобиля на стенде моделируется путем создания на вторичном валу КП испытываемой трансмиссии тормозного момента, эквивалентного моменту сопротивления в эксплуатационных условиях.

Рассмотрим уравнения тягового баланса автомобиля на дороге и на стенде. Все моменты приведены ко вторичному валу КП. Разгон автомобиля на дороге:

$$M_{\text{тяг}} = M_w + M_{\alpha} + M_f + M_{\text{и}}; \quad (1)$$

на стенде:

$$M_{\text{тяг}} = M_{\text{T}} + M_{\text{и}}^I, \quad (2)$$

где $M_{\text{тяг}}$ – тяговый момент автомобиля; M_w – момент сопротивления воздуха; M_{α} – момент сопротивления подъему; M_f – момент сопротивления качению; $M_{\text{и}}$ – момент сопротивления разгону; M_{T} – момент, создаваемый тормозной установкой стенда; $M_{\text{и}}^I$ – момент сопротивления разгону инерционного маховика стенда.

В виду высокого к.п.д. инерционного стенда потерями передаваемого момента пренебрегаем. Приравниваем правые части уравнений (1), (2) и решаем их относительно M_{T} :

$$M_{\text{T}} = M_w + M_{\alpha} + M_f + M_{\text{и}} - M_{\text{и}}^I. \quad (3)$$

На стенде момент инерции маховика подбирается так, чтобы выполнялось условие $M_{\text{и}}^I = M_{\text{и}}$. В этом случае уравнение (3) принимает следующий вид:

$$M_{\text{T}} = M_w + M_{\alpha} + M_f. \quad (4)$$

Таким образом, для воспроизведения на стенде режимов работы трансмиссии автомобиля необходимо, чтобы момент, развиваемый тормозной установкой стенда, всегда соответствовал уравнению (4). Реализация этого условия возможна только при использовании автоматической системы слежения по моменту.

Блок-схема моделирования суммарного сопротивления движению автомобиля представлена на рис. 1.

Данная система включает в себя задающий блок 1, воспроизводящий блок 2 и испытываемую трансмиссию с САУ 3. Функции задающего блока

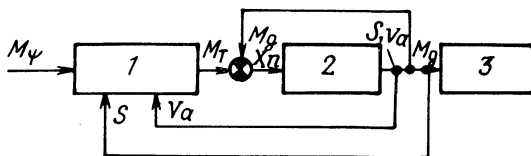


Рис. 1. Блок-схема моделирования суммарного сопротивления движению автомобиля:

$M_{\psi} = M_{\alpha} + M_f$ – момент суммарного сопротивления дороги; V_a – действительная скорость движения автомобиля; S – координата пути, пройденного автомобилем; M_T – заданный тормозной момент; M_{α} – действительный тормозной момент; $X_{п}$ – сигнал управления тормозной Π установкой.

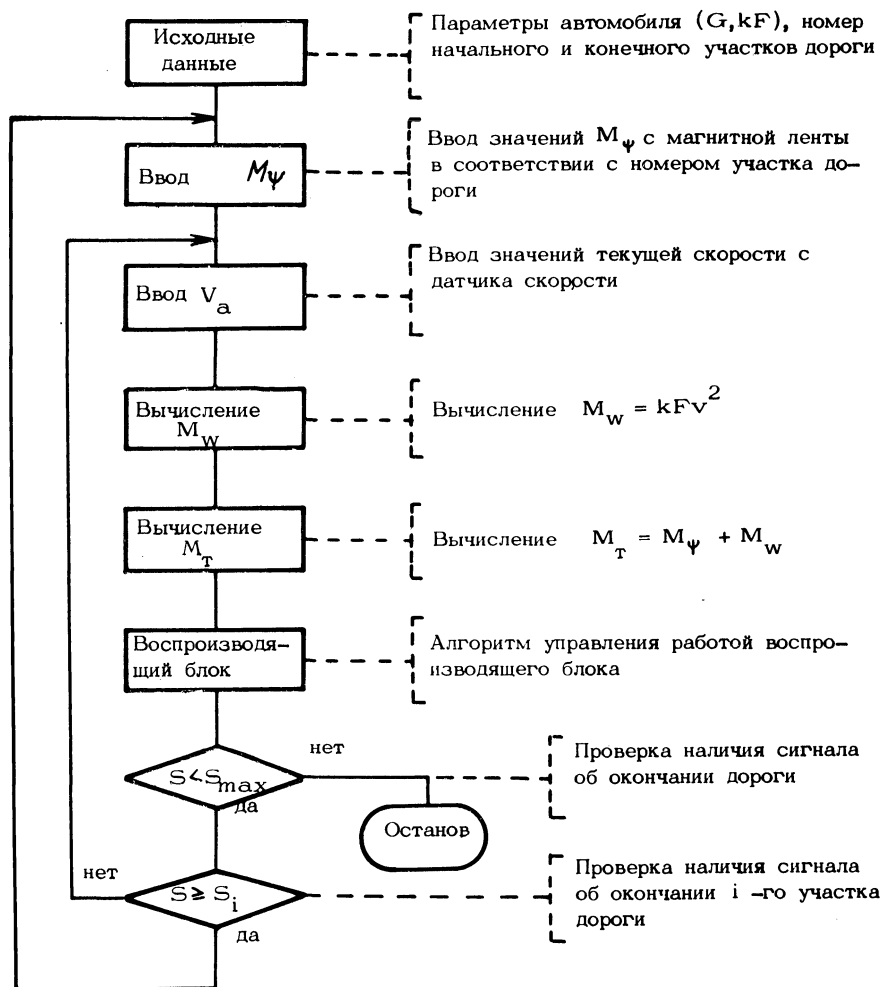


Рис. 2. Блок-схема алгоритма работы задающего блока.

системы и управления блоком воспроизведения выполняет специализированная управляющая цифровая вычислительная машина (УЦВМ). Она производит расчет величины задания M_T для данного участка пути согласно уравнению (4) и обеспечивает создание на вторичном валу КП требуемого сопротивления.

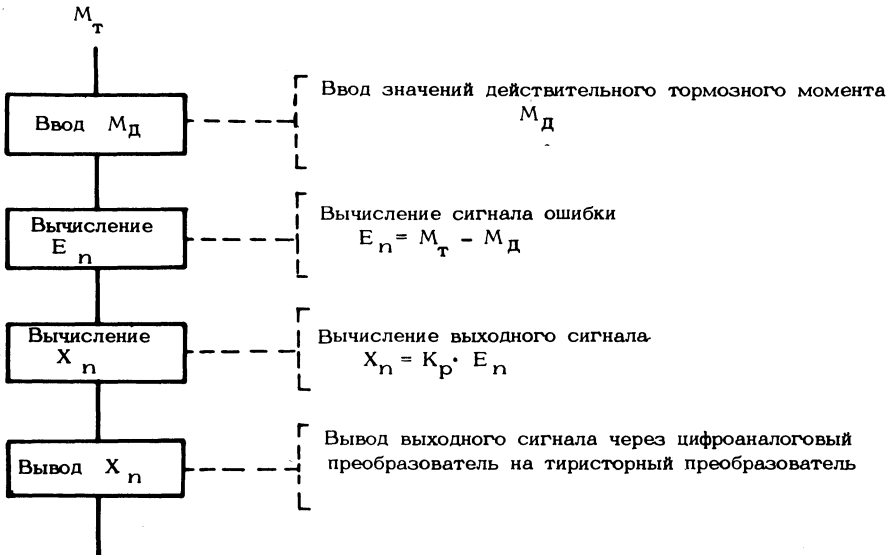
Блок-схема алгоритма работы задающего блока 1 приведена на рис. 2. Параметры автомобиля (G_a, kF) записаны в память УЦВМ перед проведением испытания. Момент суммарного дорожного сопротивления M_{ψ} , записанный на магнитную ленту, вводится в машину в соответствии с координатой пути S .

Моделируемая дорога в нашем случае разбита на равные участки, которые пронумерованы и для каждого из них найден момент суммарного дорожного сопротивления M_{ψ} , который считается постоянным для данного участка дороги. Скорость движения автомобиля поступает в УЦВМ через частотно-цифровой преобразователь с индукционного датчика частоты, установленного на вторичном валу КП.

Сигнал задания M_T поступает на блок воспроизведения. В состав блока воспроизведения входят: 1) управляемый тиристорный преобразователь; 2) электромагнитный порошковый тормоз; 3) датчик тормозного момента.

Блок-схема алгоритма управления блоком воспроизведения 2 (рис. 1) приведена на рис. 3.

От блока вычисления



К блоку наличия сигнала об окончании дороги

Рис. 3. Блок-схема алгоритма управления блоком воспроизведения.

УЦВМ при управлении блоком воспроизведения выполняет функции пропорционального регулятора, реализуя зависимость $X_n = K_p E_n$, где X_n — выходной сигнал в момент времени n ; K_p — коэффициент при сигнале рас- согласования; E_n — сигнал ошибки в момент времени n .

Величина действительного тормозного момента поступает в УЦВМ через аналого-цифровой преобразователь с датчика крутящего момента, который установлен на карданном валу, соединяющем электромагнитный поршковый тормоз с инерционным маховиком стэнда.

На пульт оператора поступает информация о скорости движения автомобиля и о номере участка дороги, по которому он движется в данный момент.

Наличие на стенде системы имитации суммарного момента сопротивления движению автомобиля, позволяющей моделировать различные условия движения, дает возможность проводить на нем всесторонние испытания САУ трансмиссией.

ЛИТЕРАТУРА

1. По э д е р н и к И.М., С а д е к о в Р.Х. О моделировании дорожных условий при стендовом испытании автомобилей. — Труды Горьковского проектно-конструкторско-технологического института. Горький, 1970, вып. 2, с. 12–15.
2. Стенд с программным управлением для исследования неустановившихся режимов движения автомобиля / Т а р а н е н к о П.И., Л у р ь е М.И., С е р г е е в Н.М., Ю р ч е в с к и й А.А. — Автомобильная промышленность, 1965, № 10, с. 15–17.
3. С т е п а н о в Д.В., Р у к т е ш е л ь О.С., К а р п о в А.В. Стенд для испытания системы автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией большегрузных автомобилей с дизельным двигателем. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 33–37.

УДК 629.113

В.В.Капустин

ОБОБЩЕННОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

В связи с высокими требованиями к быстродействию гидравлических приводов необходимо углубленно исследовать их динамику. В зависимости от целей и задач исследования переходные процессы в гидроприводах описываются системой дифференциальных уравнений с распределенными или сосредоточенными параметрами рабочей жидкости, которые получены на основании уравнений Навье-Стокса при определенных допущенных и наложении граничных условий [1].

Реальный гидравлический тормозной привод автомобиля имеет податливость и является фильтром высокочастотных колебаний давления жидкости в трубопроводе. Возмущающее воздействие, определяемое частотой работы тормозного крана и электрогидравлических клапанов противоблокировочной тормозной системы, не превышает соответственно 3 и 25 Гц. Поэтому для подобного режима работы гидравлической системы практический интерес представляют в первую очередь низкочастотные составляющие колебаний давления в трубопроводе и исполнительных механизмах, которые с достаточной точностью описываются уравнениями с сосредоточенными параметрами жидкости.

В трубопроводах гидравлических тормозных приводов рабочие процессы характеризуются переходом ламинарного течения жидкости в турбулентное (при увеличении скорости течения жидкости) и наоборот – турбулентного в ламинарное (в конечной фазе переходного процесса) [2]. Учитывая это, потери давления по длине трубопроводов вычисляются отдельно для каждого из режимов движения жидкости.

Исследование динамики рабочих процессов в гидроприводе вызывает необходимость составления двух систем дифференциальных уравнений и поэтапного их решения методом приспособывания. Применение такого математического описания ведет к усложнению алгоритма решения задачи, увеличению числа уравнений, ограничений, логических переходов и времени расчета на ЭВМ, ведет также к снижению точности результатов.

Решение двух систем уравнений обусловлено расчетом коэффициента гидравлического сопротивления λ по различным формулам для каждого из режимов течения жидкости, т.е. в зависимости от числа Рейнольдса [3]. Значения λ , вычисленные по известным формулам, представлены на рис. 1. Исследованиями также установлено, что величина λ существенно зависит и от шероховатости внутренней поверхности трубопроводов, особенно при турбулентном течении жидкости [1,3]. Таким образом коэффициент λ – сложная функция двух основных переменных: числа Рейнольдса и шероховатости трубопроводов. В результате анализа известных исследований величину λ с достаточной точностью можно описать как для ламинарного, так и турбулентного режимов течения жидкости непрерывной функцией вида

$$\lambda = \frac{K}{Re} + f(\epsilon), \quad (1)$$

где K – коэффициент аппроксимации; Re – число Рейнольдса; $f(\epsilon)$ – функция фактора шероховатости внутренних стенок трубопровода; $\epsilon = d/\Delta$ – относительная шероховатость трубопровода; d – внутренний диаметр трубопровода; Δ – абсолютная шероховатость трубопровода.

На рис. 1 приведены значения коэффициента λ , вычисленные по непрерывной функции (1) в пределах чисел Рейнольдса ($Re = 10^2 - 10^5$) и различной

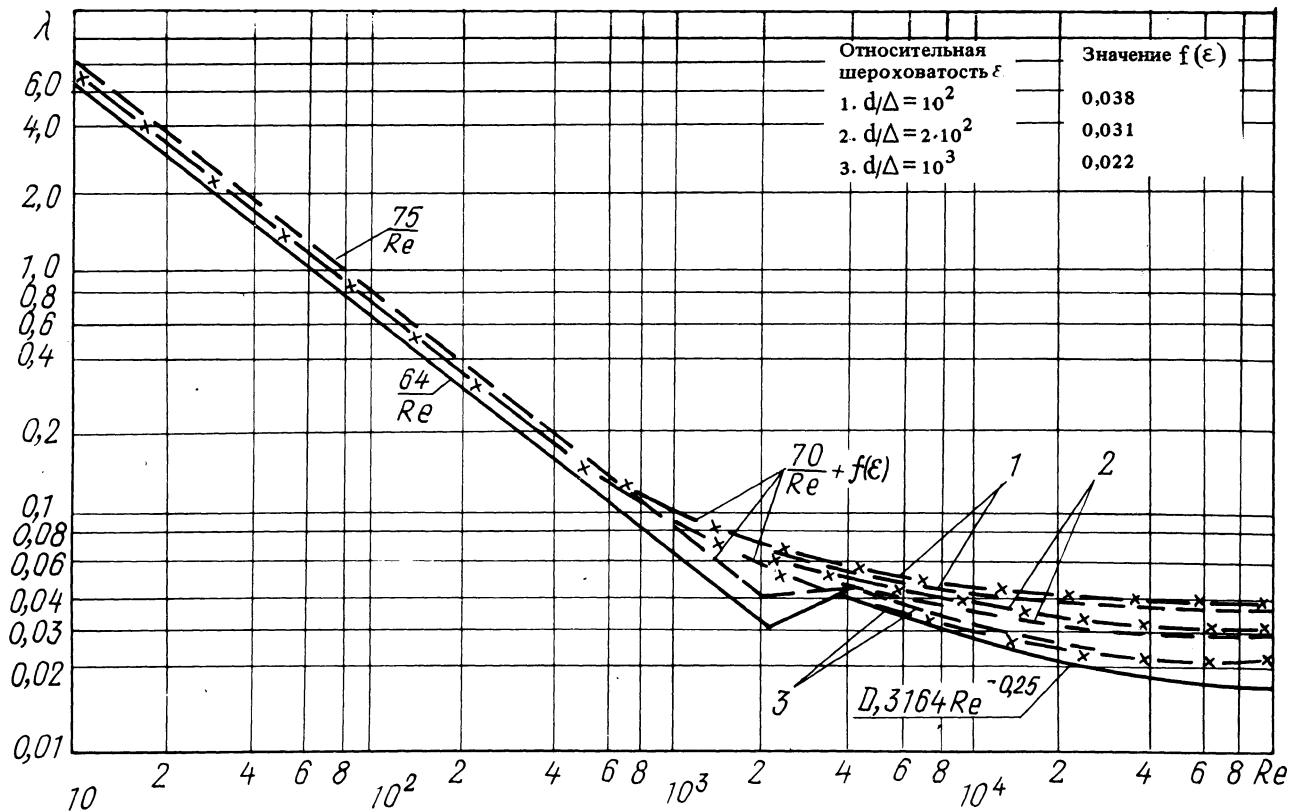


Рис. 1. Графики зависимости коэффициента гидравлического сопротивления трубопровода от значения числа Рейнольдса: — расчет λ по приведенным формулам; - - - экспериментальные данные; --- x --- расчет λ по непрерывной функции $f(Re, \epsilon)$.

шероховатостью трубопроводов. Для сравнения результатов приводятся также значения λ , полученные экспериментально [3].

Исходя из расчетов, предлагается функция фактора шероховатости трубопроводов при $\epsilon = 10^2 - 10^5$ (рис. 2). При анализе динамики гидропривода с известной шероховатостью трубопроводов применяются конкретные значения функции $f(\epsilon) = K_{\epsilon}$. Вычисленные значения коэффициентов K_{ϵ} для наиболее часто встречающихся в практике трубопроводов приведены в работе [4].

При подстановке функции $\lambda(\text{Re}, \epsilon)$ в формулу Дарси–Вейсбаха потери давления жидкости по длине трубопровода как для ламинарного, так и турбулентного режимов запишутся в виде

$$p_1 = 0,393 \frac{K_{\rho} \nu l_i}{f_i} U_i + 0,443 \frac{f(\epsilon) \rho l_i}{\sqrt{f_i}} U_i^2, \quad (2)$$

где ρ – плотность жидкости; ν – кинематическая вязкость жидкости; l_i и f_i – соответственно длина и площадь i -го участка трубопровода; U_i – скорость течения жидкости в трубопроводе.

С учетом инерционных, местных потерь и потерь давления по длине на i -м участке трубопровода получим уравнение баланса давлений переходного процесса в гидроприводе

$$\begin{aligned} & \frac{\rho l_i F}{f_i} \frac{d^2 z_i}{dt^2} + 0,393 \frac{K_{\rho} \nu l_i F}{f_i^2} \frac{dz_i}{dt} + \left(0,443 \frac{\rho l_i}{\sqrt{f_i}} f(\epsilon) + \right. \\ & \left. + \frac{\Sigma \xi \rho}{2} \right) \left(\frac{F}{f_i} \right)^2 \left(\frac{dz_i}{dt} \right)^2 \text{Sign} \frac{dz_i}{dt} + f(z_i) - p_{\text{ВХ}}(t) = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где F – площадь поршня исполнительного цилиндра гидропривода; $d^2 z_i / dt^2$ и dz_i / dt – соответственно ускорение и скорость течения жидкости в трубопроводе, выраженные через параметры перемещения поршня исполнительного цилиндра; $f(z_i)$ – давление на выходе трубопровода (функция восстанавливающей силы); $p_{\text{ВХ}}(t)$ – временная функция давления на входе трубопровода.

Полученное нелинейное уравнение (3) позволяет составить одну систему дифференциальных уравнений, которая описывает переходные процессы в гидроприводе независимо от изменяющегося режима течения жидкости на каждом из участков трубопровода. Представим это уравнение в общем виде

$$\ddot{z} + a\dot{z} + (b + c) z^2 + df(z) - p_1 = 0, \quad (4)$$

где a, b, c, d, p_1 – коэффициенты уравнения.

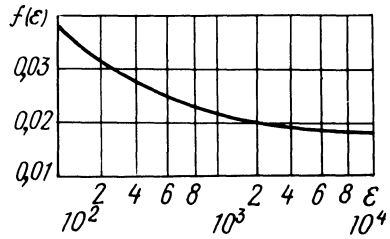


Рис. 2. Функция фактора шероховатости трубопроводов.

Проведенные исследования нелинейного уравнения (4) на ЭВМ показывают, что увеличение отношения коэффициентов $(b+c)/d$ приводит к снижению перегруппирования переходного процесса. Расчеты позволили установить диапазоны изменения коэффициентов уравнения, обеспечивающих заданное качество регулирования рабочими процессами в гидроприводе.

Практический интерес представляет также и аналитическое исследование уравнения (4), описывающее свободные колебания системы. Полагая $v(z) = \dot{z}(t)$, получим уравнение Абеля второго рода

$$v\dot{v} + dv + (b + c)v^2 + dz = 0. \quad (5)$$

Уравнение (5) при наложении ограничений допускает решение в квадратурах.

Предложенный метод расчета на основе непрерывной функции коэффициента гидравлического сопротивления дает возможность описывать рабочие процессы в гидравлическом приводе одной системой дифференциальных уравнений независимо от изменяющегося режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного) на каждом из участков трубопроводов. Математическое описание может быть использовано при расчетах динамики гидравлических систем автоматики как с позиционной, так и инерционной нагрузками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ш л и х т и н г Г. Теория пограничного слоя. — М., 1969. — 632 с.
2. А в т у ш к о В.П. Исследование динамики пневмогидравлического тормозного привода автомобилей и автопоездов: Автореф. дис....канд.техн.наук. — Минск, 1972. — 30 с.
3. Б а ш т а Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. — М., 1967. — 420 с.
4. К а п у с т и н В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — Минск, 1977. — 25 с.

**ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МОДУЛЯТОРА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ
ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ ОСОБО БОЛЬШОЙ
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ В ТРЕХФАЗОВОМ РЕЖИМЕ**

Эффективная работа противоблокировочной тормозной системы (ПБС) в значительной мере определяется работоспособностью модулятора и стабильностью его выходных характеристик. Решающее значение в этой связи имеют доводочные и ресурсные испытания модулятора в режиме работы гидравлического тормозного привода автомобиля с ПБС. Перспектива развития адаптивных ПБС вызывает необходимость разработать модуляторы, которые могут осуществлять выдержку давления жидкости в колесных тормозных цилиндрах на заданном уровне. Реализация таких требований представляет определенные технические трудности из-за утечек и перетечек жидкости в исполнительных элементах модулятора, а также податливости гидравлического привода. В Белорусском политехническом институте разработан и испытан модулятор, который обеспечивает как двухфазовый режим работы ПБС (снижение давления – оттормаживание и повышение давления – автоматическое торможение), так и трехфазовый (выдержка давления в конце фазы оттормаживания) [1].

Модуляторы испытывались на стенде, который включал реальную тормозную систему автомобиля БелАЗ–549 (рис. 1). В контуре тормозного привода модулятор 4 ПБС работал от электронного генератора импульсов. Генератор позволял изменять в широких пределах частоту и скважность сигналов управления U_1 и U_2 клапанами модулятора. В режиме работы модулятора с электронно-решающим блоком ПБС стенд функционировал совместно с АВМ, которая моделировала торможение автомобиля с различными коэффициентами сцепления и проскальзывания колеса с дорогой [2].

Модулятор исследовался в рабочем диапазоне давлений тормозной системы автомобиля $p = 7,0–12,0$ МПа. Частота включений клапанов модулятора изменялась в пределах рабочих частот ПБС автомобилей особо большой грузоподъемности и составляла $f=1,0–6,3$ Гц.

Испытания на стенде включали исследование переходных процессов основных фаз торможения и оттормаживания, а также качества формирования модулятором третьей фазы – выдержки давления. Кроме того, проводились ресурсные испытания, которые включали регистрацию и анализ отказов, отклонений входных и температурных параметров, числа срабатываний модулятора.

В ходе испытаний подтверждены результаты теоретических исследований. Они указывают на колебательный характер изменения давления в колесных цилиндрах. При ступенчатом входном воздействии $p_{вх} = 12,0$ МПа перерегу-

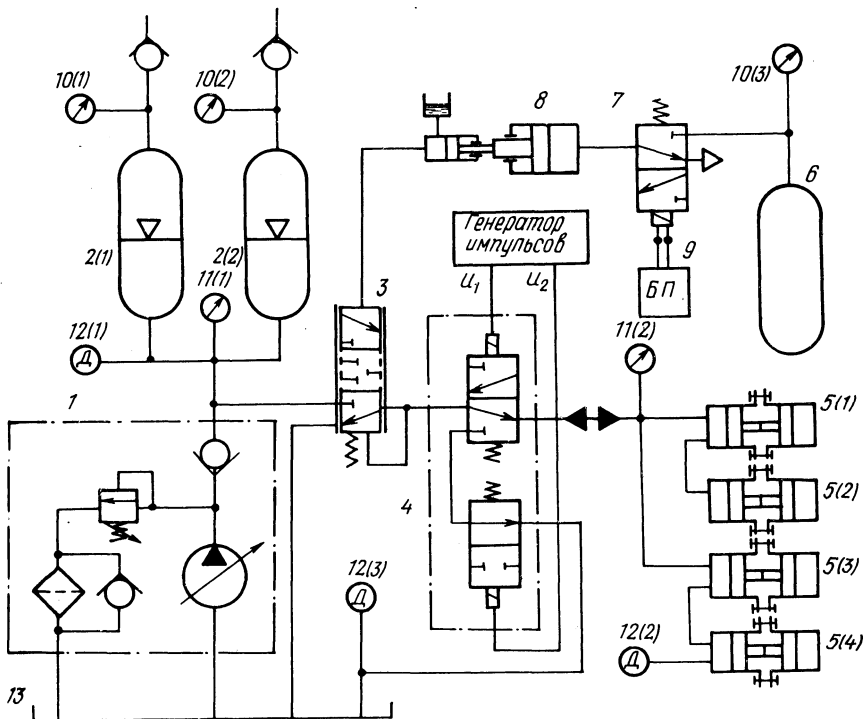


Рис. 1. Схема гидравлического контура стенда:

1 – насосная станция; 2 (1), 2 (2) – газогидроаккумуляторы; 3 – блок управления; 4 – модулятор; 5 (1), 5 (2), 5 (3), 5 (4) – колесные тормозные цилиндры; 6 – ресивер нажимателя; 7 – электроклапан; 8 – главный тормозной цилиндр; 9 – блок питания; 10 (1), 10 (2), 10 (3) – манометры пневматические; 11 (1), 11 (2) – манометры гидравлические; 12 (1), 12 (2), 12 (3) – датчики давления тензометрические; 13 – маслобак.

лирование составляет $\Delta p = 1,6$ МПа. С уменьшением рабочего давления тормозной системы $p_{вх} \leq 9,0$ МПа перерегулирование снижается и скорость переходного процесса составляет $\dot{p}_{вых} = 2$ МПа/с.

Таким образом, при формировании основных фаз цикла (торможение и оттормаживание) с целью обеспечения качества регулирования давления в колесных цилиндрах желательно исключить релейное (ступенчатое) открытие клапанов модулятора.

Изменение параметров входного воздействия может быть достигнуто применением корректирующих устройств и использованием свойств вязкого трения пары "золотник–гильза" [3].

В результате испытаний были установлены зависимости изменения давления жидкости в колесных тормозных цилиндрах $p_{кц}$ от параметра скважности сигналов управления клапанами модулятора. Под параметром скважности τ принято отношение времени сигнала управления или входного воз-

действия t к периоду T частоты включения. Такое определение скважности дает физическое представление о длительности сигнала t по отношению к периоду T . Изменение скважности в конечных пределах $0 \leq \tau \leq 1$ позволяет широко использовать диапазон параметра входного воздействия при исследовании динамических характеристик звеньев и систем автоматики с помощью ЦВМ. Например, при $t \rightarrow 0$ ($\tau \rightarrow 0$) можно получить весовую функцию системы, т.е. ее реакцию на единичный импульс $\delta(t)$. При $t \rightarrow T$ ($\tau \rightarrow 1$) получаем переходную функцию. Все промежуточные значения скважности внешнего воздействия $0 \leq \tau \leq 1$ позволяют определять динамику системы способом широтно-импульсной модуляции. Этот способ положен в основу работы модулятора ПБС.

Рассмотрим динамические характеристики давления $p_{кц}$ в колесных тормозных цилиндрах в зависимости от параметров несущей частоты модулятора и скважности сигналов управления (рис. 2).

При управлении основным клапаном модулятора формируются фазы оттормаживания (длительность электрического сигнала t_1) и торможения ($T-t_1$). Из приведенных на рис. 2 графиков видно, что с увеличением скважности сигналов управления $\tau \geq 0,7$ давление $p_{кц}$ в фазе торможения меньше номинального в тормозной системе. В диапазоне $\tau_1 = 0,6-0,3$ наблюдается наибольшее перерегулирование $\Delta p_{кц} = 0,7-0,8$ МПа, а при $\tau_1 < 0,3$ $\Delta p = 0,15-0,2$ МПа.

Эксперимент также показал, что увеличение частоты включений модулятора приводит к уменьшению диапазона τ_1 , при котором давление $p_{кц}$ достигает $p_{ном}$ (см. рис. 2,а,б). Эта частота уменьшается с увеличением давления $p_{ном}$ и составляет $f \leq 6,3$ Гц при $p_{ном} = 8,0$ МПа; $f \leq 4$ Гц при $p_{ном} = 10,0$ МПа.

Таким образом, отмеченные диапазоны скважности сигналов управления и несущей частоты модулятора качественно изменяют переходной процесс фазы повышения давления в колесных цилиндрах при торможении.

Заметим, что формирование модулятором третьей фазы – выдержки давления – реализуется с помощью двух клапанов модулятора 4 (см. рис. 1). Управление этими клапанами осуществляется электрическими сигналами U_1 и U_2 по автономным каналам связи с соответствующей скважностью τ_1 и τ_2 (рис. 3). Поэтому практический интерес представляет соотношение параметров τ_1 и τ_2 и их влияние на работу модулятора в трехфазовом режиме.

При исследовании трехфазового режима было установлено, что общий характер увеличения давления в фазе торможения такой же, как и при двухфазовом. Однако величина перерегулирования при этом меньше. Она находится в прямой зависимости от величины давления фазы выдержки $p_{выд}$, т.е. от скважности работы клапана выдержки давления $\tau_2 = t_2/T$.

Введение третьей фазы благоприятно влияет на работу гидравлического контура в циклическом режиме: уменьшается жесткость и снижается вибрация трубопроводов.

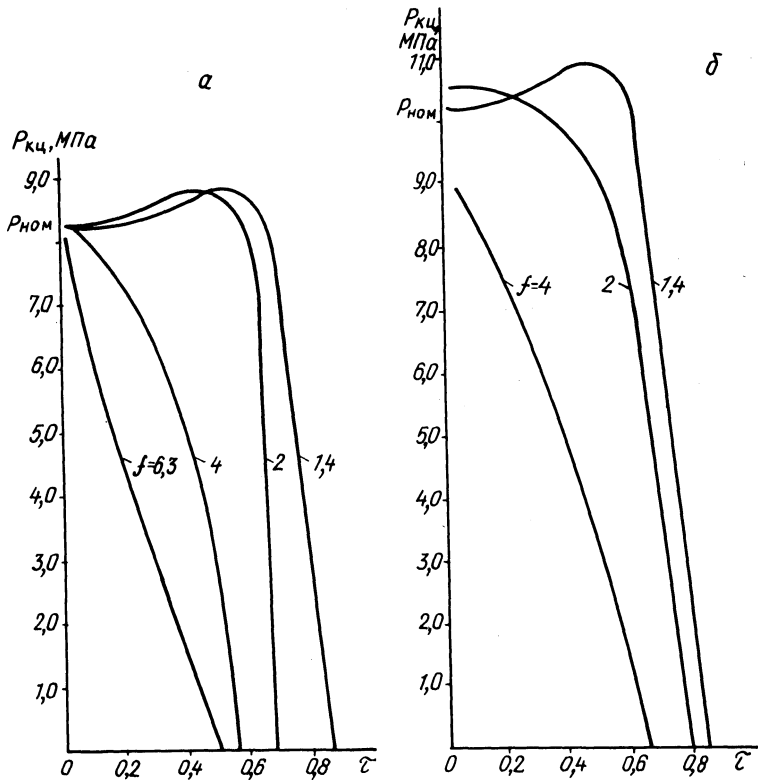


Рис. 2. Влияние скважности работы модулятора на давление жидкости в колесном тормозном цилиндре:

а - $p_{\text{ном}} = 8,0$ МПа; б - $p_{\text{ном}} = 10,0$ МПа.

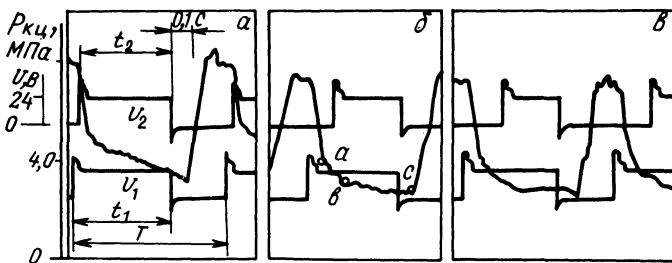


Рис. 3. Формирование третьей фазы в циклическом режиме работы модулятора:

а - $\tau_2 = 0,55$; б - $\tau_2 = 0,44$; в - $\tau_2 = 0,36$.

Анализ условий образования третьей фазы показывает, что решающее значение при этом имеет оптимальное соотношение величин скважности τ_2/τ_1 . С целью определения пределов существования третьей фазы испытания проводились при различном соотношении τ_2/τ_1 с постоянным периодом T и временем t_1 . Установлено, что величина этого соотношения должна находиться в пределах $0,6 \leq \tau_2/\tau_1 \leq 1,0$. В граничных условиях при $\tau_2/\tau_1 = 0,6$ трехфазовый режим переходит в двухфазовый, при $\tau_2/\tau_1 = 1,0$ в колесных тормозных цилиндрах выдерживается давление $p_{\text{ном}}$. Уменьшение τ_2 ($\tau_2/\tau_1 \rightarrow 0,6$) ведет к интенсивной стабилизации давления $p_{\text{кц}}$ (см. рис. 3). Это объясняется тем, что при таком τ_2 образование фазы выдержки происходит при меньших значениях $p_{\text{кц}}$, что в некоторой степени снижает утечки и перетечки жидкости при открытии клапанов модулятора.

Выявлено также влияние величины скважности сигнала управления основным клапаном модулятора на качество формирования фазы выдержки давления в колесных цилиндрах $p_{\text{кц}}$.

При значениях $\tau_1 \leq 0,3$ давление $p_{\text{кц}}$ в фазе выдержки практически не стабилизируется и снижается со скоростью $\dot{p}_{\text{кц}} = 15-20$ МПа, что приведет к двухфазовому режиму работы. При близких к максимальным значениям $\tau_1 = 0,65-0,85$, когда время фаз оттормаживания и выдержки давления значительно превышает время фазы торможения давления, $p_{\text{кц}}$ уменьшается незначительно: $p_{\text{кц}} \leq 3$ МПа.

На рис. 3 приведены экспериментальные выходные характеристики модулятора, которые показывают особенности формирования фазы выдержки. Можно выделить два основных участка этой фазы. Участок интенсивного снижения давления "ав" (см. рис. 3. б) и стабилизации "вс". Соотношение этих участков различно и зависит в первую очередь от схемы модулятора, элементов коррекции и скважности сигналов управления клапанами τ_1 и τ_2 . Снижение давления фазы выдержки характерно для гидравлических контуров. Кроме того, медленное снижение давления в конце фазы оттормаживания и переход на выдержку $p_{\text{кц}}$ исключает излишнее растормаживание автомобиля при работе ПБС, снижает динамичность и вибрацию трубопроводов гидропривода [4]. За время стендовых испытаний модулятор отработал 15820 циклов из них 7260 в трехфазовом режиме регулирования. Этот ресурс обеспечивает около 3 тыс. торможений автомобиля. Поломок и отказов в работе, а также течи рабочей жидкости из модулятора не наблюдалось. Нагрев магнитов за время длительной циклической работы (до 10–15 с) не превышал 60°C. Испытания разработанного модулятора ПБС для большегрузных автомобилей с гидравлическим приводом тормозов показали достаточно высокую работоспособность и стабильность выходных характеристик. Рассмотренные особенности формирования фазы выдержки давления модулятором могут быть применены при разработке адаптивных ПБС автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. № 653154 (СССР). Модулятор давления для противоблокировочной тормозной системы транспортного средства/В.В.Капустин, Н.Ф.Метлюк, А.Г.Денисов и др. – Опул. в Б.И., 1979, № 11. 2. Волкус С.С., Капустин В.В., Мочалов В.В. Сопряженная с ЭВМ стендовая установка для исследования противоблокировочной тормозной системы. – Автомобильный и городской транспорт. М., 1979, вып. 4, с. 15–16 (ЧА128ДЕП). 3. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – Минск, 1977 – 224 с. 4. Т а р к о Л.М. Переходные процессы в гидравлических механизмах. – М., 1973. – 167 с.

УДК 629.113 – 597.5

**Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, П.Р.Бартош,
П.Н.Кишкевич, Ф.К.Кравец**

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМОПРИВОДА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Пневмопривод противоблокировочной тормозной системы (ПБС) работает в циклическом режиме. Это вызывает увеличение расхода воздуха. В связи с чем особую актуальность приобретают вопросы экспериментального исследования питающей части такого привода с целью оценки влияния ряда эксплуатационных факторов (начальной скорости торможения, коэффициента сцепления, нагрузки на ось), схемы ПБС, режима ее работы на расход воздуха, а также проверки энергоемкости (запаса сжатого воздуха) системы в соответствии с требованиями в проекте приложения к Правилам № 13 ЕЭК ООН.

Эксперименты проводились в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ на инерционном стенде, предназначенном для испытаний пневматических ПБС [1]. Принципиальная схема испытуемой тормозной системы приведена на рис. 1. При испытаниях были приняты параметры тормозной системы автомобиля МАЗ–5336. Исследовались схемы ПБС: 0021; 0022 и 2121. Первая и вторая цифры в обозначениях схем показывают соответственно количество датчиков и модуляторов на переднем мосту автомобиля; третья и четвертая – на заднем мосту автомобиля.

Испытания проводились по следующей методике. Компрессор наполнял ресиверы до максимального давления $p_{\text{pec}} = 0,8$ МПа. Электродвигатель разгонял до необходимой скорости беговые барабаны стенда и колеса моста автомобиля, предварительно прижатые к барабанам заданной нагрузкой. Частота вращения вала компрессора соответствовала холостому режиму вращения коленвала двигателя ($\omega = 41,86 - 52,33$ рад/с). Испытания на стенде про-

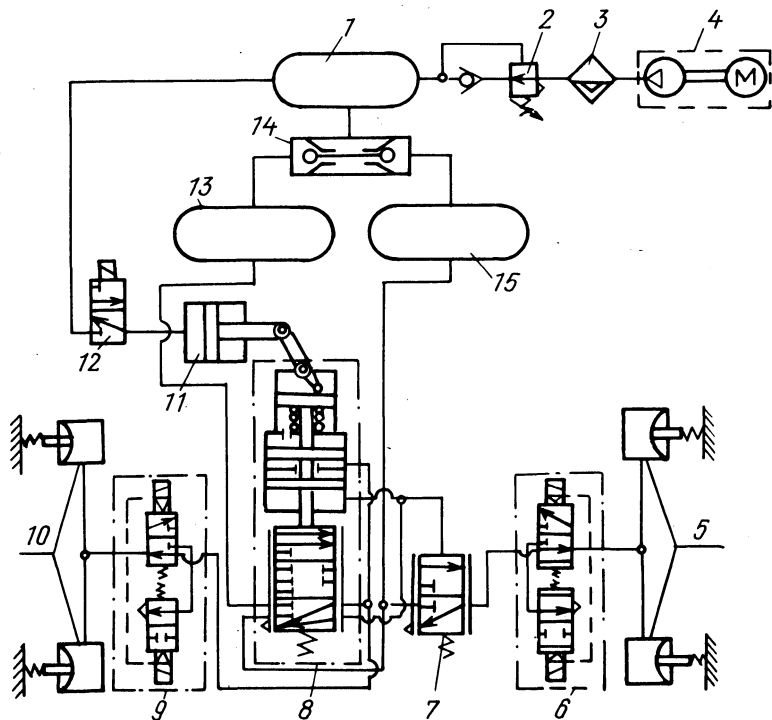


Рис. 1. Принципиальная схема испытуемой пневматической противоблокировочной тормозной системы:
 1, 13, 15 – ресиверы, 2 – регулятор давления; 3 – влагомаслоотделитель;
 4 – компрессорная установка; 5, 10 – задние и передние тормозные камеры;
 6, 9 – модуляторы; 7 – ускорительный клапан; 8 – тормозной кран; 11 – пневмоцилиндр; 12 – электропневмоклапан; 14 – двойной защитный клапан.

водились при экстренном режиме торможения. При включении электроклапана 12 посредством пневмоцилиндра 11 начинает действовать противоблокировочная тормозная система и автоматически осуществляется оптимальный процесс торможения колес моста. В процессе испытаний коэффициент сцепления φ колес с опорной поверхностью изменялся за счет введения водоземulsionной жидкости в контакте колес с беговыми барабанами при помощи специального приспособления, установленного на стенде. С целью определения максимального расхода сжатого воздуха в процессе торможения производилось синхронное управление всех модуляторов электронно-решающим блоком (ЭРБ), что соответствует допущению о равенстве коэффициента сцепления для всех колес автомобиля. С помощью осциллографа регистрировались: давление воздуха в ресиверах и тормозных камерах, тормозной момент, перемещение штоков тормозных камер, частота вращения беговых барабанов и колес моста. Испытания проводились для различных схем ПБС

при начальных скоростях торможения $v_H = 2,78; 5,56; 8,34; 1,11; 13,9$ м/с, вертикальных нагрузках на мост $G_B = 10, 20, 30, 40, 50, 60$ кН, коэффициентах сцепления $\varphi = 0,2; 0,4; 0,7$.

В результате испытаний установлено, что на падение давления в ресиверах за одно торможение существенно влияют схема ПБС, начальная скорость торможения v_H и коэффициент сцепления φ . Как следует из рис. 2, а, полученном для $G_B = 60$ кН, при увеличении v_H давление в ресиверах 1, 13, 15 (обозначено соответственно p_1, p_{p1}, p_{p2}) уменьшается. Изменение G_B незначительно влияет на величину давления в ресиверах (рис. 2, б); эти данные получены для $v_H = 13,9$ м/с. Анализ результатов испытаний показал, что с уменьшением φ (с 0,7 до 0,2) время торможения до полной остановки колес возрастает, в то время как давление в ресиверах снижается незначительно (до 5%). Последнее объясняется тем, что в этом случае ПБС функционирует в различных режимах (при $\varphi \approx 0,2$ частота f и скважность τ сигнала управления модуляторами соответственно равны 0,5 – 1,5 Гц и 0,25–0,35, а при $\varphi = 0,7$ $f = 1,5$ –2,5 Гц, $\tau = 0,4$ –0,6), а это обуславливает различный расход воздуха.

При испытаниях исследовалось также влияние количества торможений в единицу времени на изменение давления воздуха в ресиверах при различных схемах ПБС и режимах ее функционирования. В этом случае испытания тормозной системы (рис. 1) проводились с использованием электронного генератора импульсов, установленного вместо ЭРБ, что позволило провести исследование в более широких диапазонах частот и скважностей сигналов регулирования модуляторов ПБС и иметь стабильные значения этих параметров. В процессе испытаний выполнялось 1, 2, 3, 4 и 5 торможений в минуту. Время торможения в зависимости от v_H и φ определялось из полученных осциллограмм.

На рис. 3 показаны динамические характеристики тормозной системы, полученные при условии: число торможений в минуту – 4, время одного торможения – 2 с, время между торможениями – 13 с, частота $f = 2$ Гц,

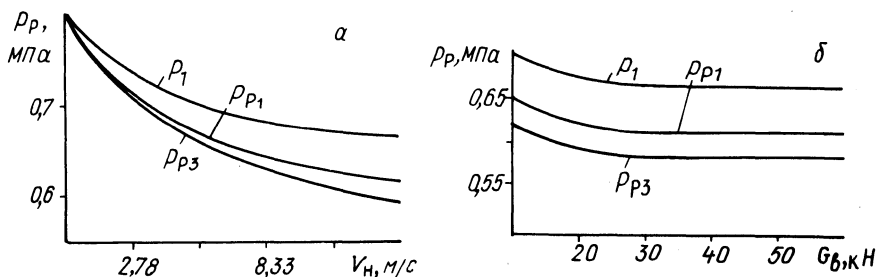


Рис. 2. Изменение давления в ресиверах в зависимости от начальной скорости торможения для схемы ПБС 2121 при $\varphi = 0,2$.

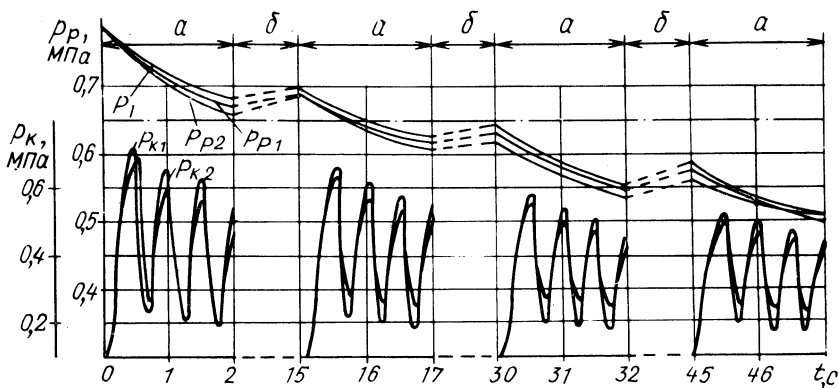


Рис. 3. Динамические характеристики противоблокировочной тормозной системы по схеме 2121:
 а – время торможения; б – время между торможениями.

скважность $\tau = 0,5$, режим функционирования модуляторов ПБС – двухфазовый. В процессе торможения частота вращения вала компрессора устанавливалась $\omega = 52,33$ рад/с, а между торможениями практически мгновенно принудительно повышалась до $\omega = 125$ рад/с. Здесь p_{k1} и p_{k2} – соответственно давление в передних и задних камерах автомобиля.

В результате этих исследований установлено, что при увеличении количества торможений в единицу времени, а также длительности торможения давление в ресиверах существенно снижается и за время между торможениями $t = 13$ с не успевает наполниться до максимального давления. Значительное влияние на падение давления в ресиверах в процессе торможения оказывает режим функционирования модуляторов ПБС. При работе модуляторов в двухфазовом режиме остаточное давление в ресиверах ниже на 11–20% по сравнению с трехфазовым. Наличие третьей фазы (выдержки) обуславливает более высокий уровень давления в конце фазы оттормаживания, что уменьшает расход воздуха, а следовательно, и падение давления в ресиверах.

В процессе исследований осуществлялась также проверка энергоемкости питающей части тормозной системы автомобиля и ее соответствие требованиям проекта приложения к Правилам № 13 ЕЭК ООН [2]. Испытания проводились по методике, соответствующей методикам дорожных испытаний [3]. Согласно указанной методике, за критерий расхода рабочего тела, затрачиваемого на процесс торможения автомобиля, оборудованного ПБС, принята величина остаточного давления $p_{рес}$ в ресиверах. При этом считается, что энергоемкость тормозной системы является удовлетворительной, если величина остаточного давления $p_{рес}$ в ресиверах равна или больше величины давления $p_{рн}$, необходимого для обеспечения достаточной эффективности запасной тормозной системы автомобиля (для автомобилей семейства МАЗ $p_{рн} = 0,5$ МПа).

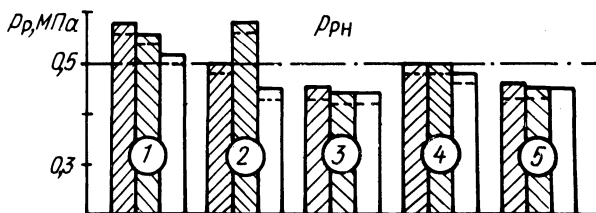


Рис. 4. Значения остаточного давления в ресиверах питающей части противоблокировочной тормозной системы для различных схем:
 1 — схема 0021; 2 — схема 0022; 3 — схема 2121; 4 — схема 2121 с дополнительным ресивером объема $20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; 5 — схема 2121 (камеры с противодавлением); — — — — — трехфазовый режим; - - - - - двухфазовый режим; — P_{p1} ; — P_{p2} ;

Результаты проверки энергоемкости тормозной системы при различных схемах и режимах функционирования ПБС приведены на рис. 4. Как видно из полученных исследований, энергоемкость питающей части испытуемой тормозной системы соответствует существующим нормам лишь при схеме 0021 при двух- и трехфазовом режимах функционирования модулятора. В случае применения схемы 2121 запас сжатого воздуха не удовлетворяет требованиям проекта приложения к Правилам № 13 ЕЭК ООН. При установке дополнительного ресивера объемом $20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ остаточное давление в ресиверах удовлетворяет указанным требованиям только при работе модулятора по трехфазовому режиму. Применение тормозных камер с противодавлением при работе модуляторов в двухфазовом режиме увеличивает остаточное давление на 12–15% по сравнению с применением обычных камер.

Таким образом, экспериментальные исследования показали, что при разработке пневматических противоблокировочных систем необходимо большое внимание уделять выбору параметров питающей части системы (производительность компрессора, количество и объем ресиверов, уровень рабочего давления системы), а также выбору параметров исполнительных элементов привода с целью уменьшения объема воздуха, затрачиваемого на процесс торможения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лешкевич А.Ю., Метлюк Н.Ф., Флерко И.М. Стенд для испытания автоматических противоблокировочных систем грузовых автомобилей. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып. 10, с. 67–70.
2. Проект приложения к Правилам № 13 "Предписания, касающиеся испытаний тормозных систем, оборудованных антиблокировочными устройствами". Документ ЕЭК ООН TRANS/SC.1/WP.29/GRF/2.
- Гуревич Л.В. Современные методы дорожных испытаний автомобильных антиблокировочных систем: Обзорная информация. — М., 1978, 98 с.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МОДУЛЯТОРА ПБС
С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ КАСКАДОМ УСИЛЕНИЯ**

Модуляторы противоблокировочной системы, предназначенные для работы в составе пневматического тормозного привода, довольно часто имеют каскад усиления, что способствует увеличению их быстродействия и уменьшению габаритов электромагнитов. Время сигнала регулирования переходного процесса в таком модуляторе состоит из времени срабатывания электромагнита $t_{эл}$ и пневматического каскада усиления t_y :

$$t_p = t_{эл} + t_y \quad (1)$$

Время $t_{эл}$ определяется из результатов расчета основных характеристик электромагнита.

На величину t_y оказывают большое влияние конструктивные параметры модулятора (условные проходы) (d_y), размеры диафрагм, клапанов, усилия пружин, поэтому определить t_y возможно лишь после динамического расчета модулятора.

При математическом описании динамики модулятора принят ряд допущений.

1. Параметры трубопроводов разветвленных участков имеют эквивалентную длину $l_3 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n l_i$ и площадь сечения $f_3 = n f_i$ [1], где n – количество трубопроводов.

2. Ввиду незначительного изменения при работе модулятора переменные объемы рабочих полостей пневматического каскада усиления приняты постоянными и равными между собой, т.е. $V_a = V_b = \text{const}$.

3. Дополнительное усилие, необходимое для герметизации клапанов модулятора, при составлении математической модели модулятора не учитывается [2].

4. Массой движущихся частей, ввиду ее малости (0,35Н), пренебрегаем.

Для исследования динамики модулятора ПБС составлена расчетная схема (рис. 1), состоящая из отдельных пневматических ДЕ-звеньев

Основными характеристиками этой схемы являются: f_i – площадь проходного сечения дросселя; μ_i – коэффициент расхода дросселя; V_a, V_b, V_c – объем полостей пневматического каскада усиления модулятора; p_a, p_b, p_c – давления в полостях пневматического каскада усиления; V_T – объем камеры; p_T – давление в камере.

На основании расчетной схемы составлена математическая модель. Уравнения математической модели, описывающие динамику пневматического каскада усиления модулятора в фазах наполнения-опоражнивания (автоматическое от- тормаживание – торможение), запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dp_c}{dt} &= N\mu_1 f_1 p_{\max} (p_{\max} - p_c) : (V_c (Dp_{\max} - p_c)) - \\
 &- BN\mu_2 f_2 p_c (p_c - p_a) : (V_c (Dp_c - p_a)); \\
 \frac{dp_a}{dt} &= N\mu_2 f_2 p_c (p_c - p_a) : (V_a (Dp_c - p_a)); \\
 \frac{dp_{OT}}{dt} &= -N\mu_6 f_6 p_{OT} (p_{OT} - p'_M) : (V_T (Dp_{OT} - p'_M)); \\
 \frac{dp'_M}{dt} &= N\mu_6 f_6 p_{OT} (p_{OT} - p'_M) : (V'_M (Dp_{OT} - p'_M)) - \\
 &- N\mu'_M f'_M (p'_M - p_O) : (V'_M (Dp'_M - p_O)); \\
 \frac{dp'_a}{dt} &= -N\mu_2 f_2 p_a (p_a - p'_c) : (V_a (Dp_a - p'_c)); \\
 \frac{dp'_c}{dt} &= BN\mu_2 f_2 p_a (p_a - p'_c) : V'_c (Dp_a - p'_c) - \\
 &- \mu_4 f_4 N p'_c (p'_c - p_O) : (V'_c (Dp'_c - p_O)); \\
 \frac{dp_M}{dt} &= N\mu_{33} f_{33} p_{\max} (p_{\max} - p_M) : (V_M (Dp_{\max} - p_M)) - \\
 &- N\mu_6 f_6 p_M (p_M - p_T) : (V_M (Dp_M - p_T)); \\
 \frac{dp_T}{dt} &= N\mu_6 f_6 p_M (p_M - p_T) : (V_T (Dp_M - p_T));
 \end{aligned} \right\} (2)$$

$$N = kAV_{кр};$$

где $p_O = 0,1$ МПа; $B = 1$ – трехфазовый режим работы модулятора; $B = 2$ – двухфазовый режим; $V_c = V'_c$.

Для определения численных значений удельной проходимости каналов пневматического каскада усиления методом экстраполяции кривых $\mu f(V, l, d)$, приведенных в работе [3], получены следующие выражения:

$$\mu_1 f_1 = 0,157 \cdot 10^{-4} + 0,04 \cdot 10^{-2} (1,414d - 0,003);$$

$$\mu_2 f_2 = 0,157 \cdot 10^{-4} + 0,04 \cdot 10^{-2} (d - 0,003),$$

где d — диаметр канала подачи сжатого воздуха в полости каскада усиления, м. Перемещение каналов модулятора описывается уравнениями вида [2]:

$$\left. \begin{aligned} P + cx + A_1 p_1 - A_2 p_a - A_3 p_T &= 0; \\ P_1 + c_1 x_1 + A_4 p_T + A_5 p'_M - A_6 p_a - A_4 p'_M &= 0; \\ P + c(x_{\max} - x') + A_4 p_1 - A_5 p_1 - A_4 p_{OT} - A_7 p'_a &= 0; \\ P_1 + c_1(x'_{\max} - x'_1) + A_4 p_{OT} + A_5 p'_M - A_4 p'_M - A_6 p'_a &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где x и x_1 — перемещение каналов; c и c_1 — жесткости пружин; P и P_1 — усилие предварительного сжатия пружин.

Системы уравнений (2), (3) описывают динамику модулятора с пневматическим каскадом усиления в фазах автоматического торможения — оттормживания. Решение полученных дифференциальных уравнений осуществлялось с применением численного метода Рунге—Кутты. В соответствии с алгоритмом на языке "ап" составлена программа расчета для ЭВМ "Наири—2К". Результаты расчета выводились на печать с шагом 0,002, шаг интегрирования составлял 0,0001 и 0,00005. Разработанный алгоритм позволяет без корректировки программы оперативно изменять параметры системы (l_i, f_i, V_c, V_a), режим работы модулятора (двух-, трехфазовый), его конструктивные параметры (размеры клапанов и диафрагм, усилие пружин).

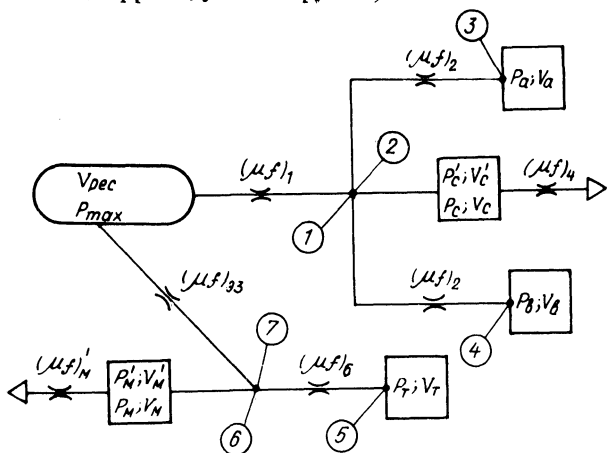


Рис. 1. Расчетная схема модулятора противоблокировочной системы.

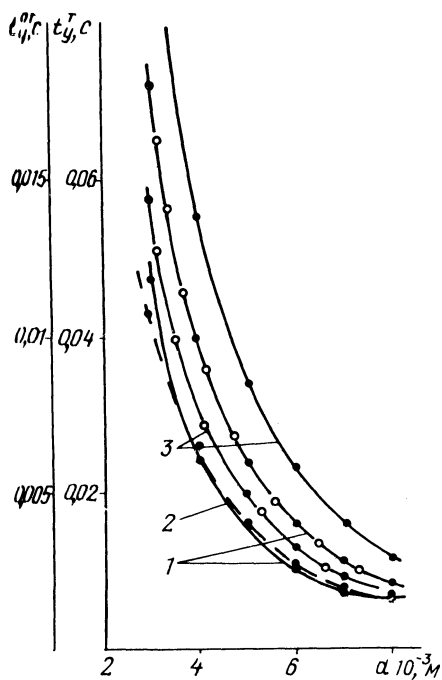


Рис. 2. Зависимость времени срабатывания каскада усиления модулятора от диаметра подводющих каналов при двухфазовом режиме работы в фазах торможения (фаза 3) и оттормаживания (фаза 2): 1 — фаза 2 (—); 2 — фаза 3 (--- впускной клапан); 3 — фаза 3 (выпускной клапан); — — — $V_a = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $P = 185 \text{ Н}$; $P_1 = 15 \text{ Н}$; $D_\delta = 4,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $D_{\text{кл}} = 2,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; —○— $V_a = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $P = 185 \text{ Н}$; $P_1 = 220 \text{ Н}$; $D_\delta = 4,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $D_{\text{кл}} = 2,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

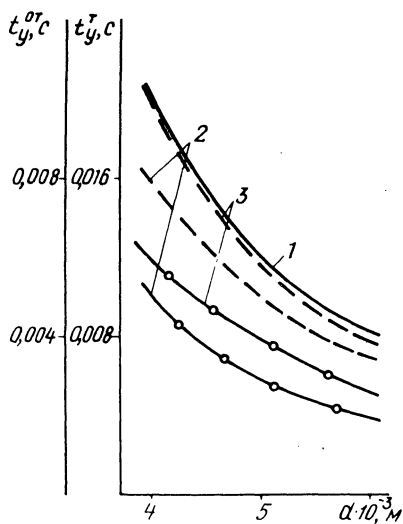


Рис. 3. Зависимость времени срабатывания каскада усиления модулятора от диаметра подводющих каналов при трехфазовом режиме работы в фазах торможения (фаза 3), выдержки давления (фаза 4) и оттормаживания (фаза 2):

1 — фаза 2 (—); 2 — фаза 3 (впускной клапан); 3 — фаза 4 (выпускной клапан); --- $V_a = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $P = 185 \text{ Н}$; $D_\delta = 4,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $D_\delta^1 = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $D_{\text{кл}} = 2,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; —○— $V_a^1 = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $V_a = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $P = 185 \text{ Н}$; $P_1 = 220 \text{ Н}$; $D_\delta^1 = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $D_{\text{кл}} = 2,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

Некоторые из основных результатов расчета представлены на рис. 2 и 3, сравнение которых с экспериментальными данными показало, что разработанная математическая модель модулятора с достаточной для практических целей точностью (величины погрешностей при торможении и оттормаживании составляют соответственно 7–15% и 7–9%) описывает реальные переходные процессы модулятора.

Анализ графиков (рис. 2) показывает, что с увеличением диаметра канала пневматического каскада усиления время срабатывания t_y уменьшается. Однако, как показали исследования, одновременно увеличивается время $t_{\text{эл}}$, т.е. при увеличении диаметра канала d t_y и $t_{\text{эл}}$ находятся в обратной пропорциональной зависимости и общее время регулирования t_p с увеличением d возрастает,

так как интенсивность увеличения $t_{эл}$ выше, чем интенсивность уменьшения t_y . Анализ многочисленных результатов аналитических исследований позволяет сделать вывод, что диаметр канала d пневматического каскада усиления может находиться в пределах $(4-6) \cdot 10^{-3}$ м без значительного увеличения $t_{эл}$ и при относительно небольшом t_y (рис. 2 и 3).

При $d = \text{const}$ время t_y можно регулировать, изменяя характеристики пружин. Так, при увеличении p_1 от 15 до 220 Н (при неизменных параметрах диафрагм, клапанов и объемов наполнения) время t_y ($d = 5 \cdot 10^{-3}$ м) уменьшается от 0,034 до 0,02 с.

Регулировать время t_y можно, также изменяя диаметры диафрагм клапанов, объемы наполняемых полостей каскада усиления, режим работы модулятора (рис. 3).

Как видно из графиков (рис. 2 и 3), в фазе автоматического торможения (фаза 3) выпускной клапан срабатывает позже впускного, что приводит к дополнительному расходу сжатого воздуха. С целью устранения этого недостатка необходимо добиваться одновременного срабатывания впускного и выпускного каналов или небольшого опережения срабатывания впускного канала. Это же обеспечит в фазе автоматического оттормаживания (фаза 2) одновременное или же небольшое опережение срабатывания впускного клапана по сравнению с выпускным, что также улучшит динамические характеристики модулятора, в частности, уменьшит расход сжатого воздуха.

Результаты динамического расчета позволяют значительно ускорить выбор конструктивных параметров и доводку модуляторов ПБС, имеющих пневматический каскад усиления, в частности, результаты расчета применялись при доводке опытных образцов модуляторов, установленных на стенде УИС-1 в Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института.

ЛИТЕРАТУРА

1. М е т л ю к Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. — Минск, 1973. — 48 с.
2. Агрегаты пневматических систем летательных аппаратов/ Под ред. И.Т. Романенко. — М., 1976, с. 176.
3. Б а р т о ш П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1977. — 20 с.

ПРИМЕНЕНИЕ АВМ ДЛЯ ДЕШИФРАЦИИ МАГНИТНОЙ ЗАПИСИ

При обработке магнитной записи эксперимента часто требуется узнать скорость протекания исследуемого процесса по зарегистрированной последовательности импульсов, которые отмечают его определенное количественное изменение. Например, найти скорость движения автомобиля по отметкам оборотов его колеса, или определить часовой расход топлива по записи импульсов, регистрирующих потребление двигателем порции горючего заданного веса.

В общем случае среднюю скорость протекания любого процесса за период времени Δt можно выразить формулой

$$v = \frac{\Delta X}{\Delta t}, \quad (1)$$

где ΔX — количественное изменение рассматриваемого процесса за указанный промежуток времени.

Если регистрация осуществляется через равные промежутки изменения величины X , т.е. каждый импульс записи соответствует постоянному приращению ΔX , то, как видно из формулы (1), средняя скорость процесса обратно пропорциональна интервалу времени Δt между импульсами. Следовательно, среднюю скорость можно определить, замеряя эти промежутки времени. Блок-схема решения поставленной задачи на АВМ приведена на рис. 1.

Зарегистрированные импульсы напряжения $U_{вх}$ с блока воспроизведения магнитной записи поступают на блок спецнелинейностей БСН, формирующий прямоугольные импульсы постоянной амплитуды. При значительных помехах в записи для получения качественных импульсов можно соединить последовательно несколько таких блоков. С выхода БСН импульсы подаются на блок управления реле БУР. Поступление импульса в БУР вызывает переключение группы контактов реле Р1—Р4. Допустим, что положение контактов реле соответствует показанному на рис. 1. Напряжение на выходе интегратора 1 прямо пропорционально времени интегрирования:

$$U_1 = U_0 \Delta t. \quad (2)$$

Время интегрирования определяется интервалом между импульсами, поскольку поступление в БУР следующего импульса переключит реле Р1 и отключит выход усилителя 1.

Интегратор 2 находится в режиме хранения напряжения, величина которого прямо пропорциональна времени между прохождением двух предыдущих импульсов. При поступлении в БУР очередного импульса реле Р4 сбросит в ноль

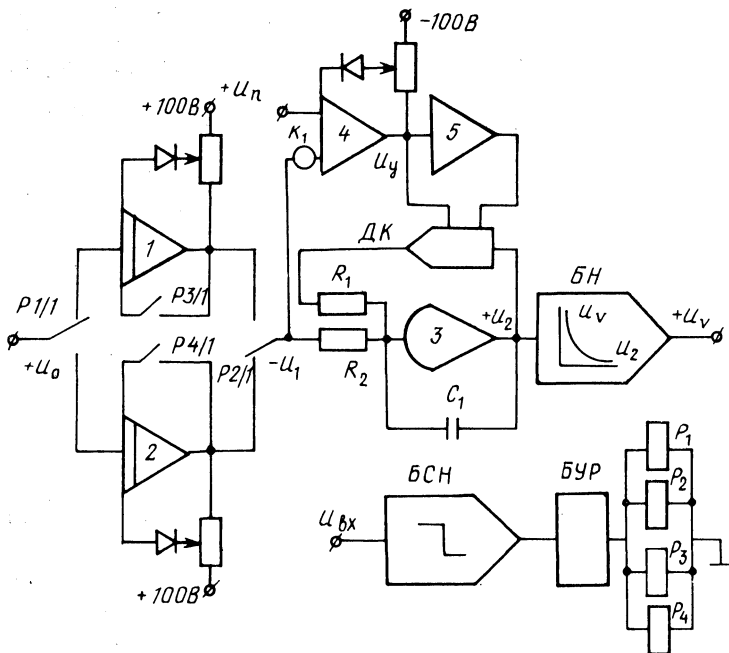


Рис. 1. Блок-схема определения скорости.

напряжение на интеграторе 2. В то же время реле P1 отключит вход интегратора 1 и подаст напряжение U_0 на интегратор 2. Реле P2 подключит ко входу усилителя 3 интегратор 1, который будет работать в режиме хранения. Следующий импульс переведет схему в состояние, показанное на рисунке, а реле P3 сбросит в ноль напряжение на интеграторе 1. Таким образом, рассмотренная схема дает напряжение U_1 прямо пропорциональное промежутку времени Δt между импульсами.

Величина входного напряжения U_0 определяется минимальным значением скорости, которое необходимо получить. При установлении скорости автомобиля по отметкам оборотов его ведомого колеса максимальный фиксируемый промежуток времени между импульсами можно вычислить по формуле

$$\Delta t_{\max} = \frac{2\pi r_{\kappa}}{v_{\min} n}, \quad (3)$$

где r_{κ} — радиус качения колеса автомобиля, м; v_{\min} — минимальная фиксируемая скорость, м/с; n — число импульсов за один оборот колеса.

Поскольку за время Δt_{\max} напряжение на выходе интегратора должно достигнуть 100 В, величина входного напряжения определится по выражению

$$U_0 = \frac{100}{\Delta t_{\max}} = \frac{50v_{\min} n}{\pi r_{\kappa}}. \quad (4)$$

Если время между импульсами превышает Δt_{\max} , то перегрузку интеграторов предотвращают диодные ограничители. Максимальная рабочая частота схемы 10 Гц. Погрешность определения интервала Δt при решении задачи на АВМ МНБ-1 и частоте следования входных импульсов 0,1 Гц составляет $\pm 0,5\%$.

Однако полученный сигнал нельзя сразу же преобразовывать в скорость из-за сброса в ноль напряжения U_1 в момент переключения реле. Применение простого экспоненциального фильтра не дает удовлетворительного результата. Положительный эффект может быть достигнут при использовании схемы компенсации выпадения сигнала. На интеграторе 3 собран экспоненциальный фильтр, в обратной связи которого установлен диодный ключ ДК. Управление работой диодного ключа осуществляется через усилители 4 и 5.

Если выполняется условие

$$|k_1 U_1| > U_{\Pi}, \quad (5)$$

то диодный ключ открыт и напряжение U_2 на выходе фильтра равно входному U_1 . В момент переключения реле и падения напряжения U_1 до нуля, когда неравенство (5) не выполняется, диодный ключ закроется, предотвратив разряд конденсатора C_1 . Вследствие этого в период переключения на выходе усилителя 3 напряжение U_2 сохранит прежнее значение, а после выполнения условия (5) и открытия диодного ключа U_2 изменится до величины U_1 . Коэффициент передачи k_1 должен быть таким, чтобы управляющее напряжение U_y по величине превосходило напряжение U_2 на входе диодного ключа, для обеспечения его правильной работы. Перегрузку сумматора 4 предотвращает диодное ограничение.

Напряжение U_2 подается на нелинейный блок БН, воспроизводящий функциональную зависимость

$$U_v = \frac{A}{U_2 + U_0 \tau_{\Pi}}, \quad (6)$$

где τ_{Π} – время переключения контактов реле P1 и P2. Напряжение U_v численно равно скорости автомобиля v (м/с), если

$$A = 2\pi r_k U_0 / n. \quad (7)$$

Выход интегратора 3 через аналого-цифровой преобразователь можно подключать к ЦВМ и получать значение скорости в цифровом виде.

В процессе обработки магнитной записи бывает нужно проводить выборку значений исследуемой величины через определенное количество импульсов различной длительности. Для этого используется аналоговый счетчик, блок-схема которого приведена на рис. 2. На обмотки реле P1 и P2 подаются суммируемые импульсы напряжения постоянной амплитуды. При поступлении

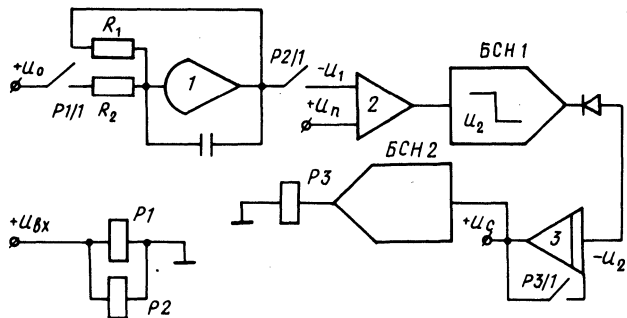


Рис. 2. Блок-схема аналогового счетчика.

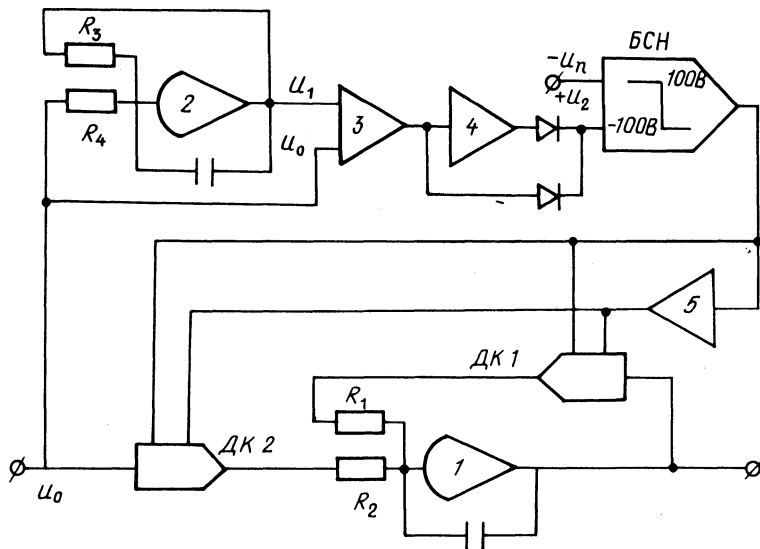


Рис. 3. Блок-схема компенсатора выпадения сигнала.

положительного напряжения $U_{ВХ}$ срабатывает реле P1 и на выходе интегратора 1 появляется напряжение U_1 , возрастающее по экспоненте до величины U_0 . Отрицательное $U_{ВХ}$ размыкает контакт P1/1 и замыкает контакт P2/1. На сумматоре 2 складываются уменьшающееся отрицательное напряжение U_1 и пороговое U_n . Если величина U_1 больше U_n , то с выхода блока БШ-1 отрицательное напряжение постоянной величины U_2 через диод подается на интегратор 3, вызывая на его выходе линейное увеличение напряжения U_c . Как только убывающее напряжение U_1 становится меньше U_n , блок БШ-1 дает напряжение положительного знака и запирает диод, отключая вход интегратора. Появление положительного напряжения $U_{ВХ}$ вызывает размыкание кон-

тактов реле P2, замыкание контактов реле P1, и цикл повторяется сначала. При достижении на выходе интегратора 3 напряжения U_{\max} блок БСН-2, на котором набрана релейная характеристика, приводит в действие реле P3 и сбрасывает в ноль указанное напряжение. Длительность интегрирования усилителем 3 равна интервалу времени, в течение которого величина напряжения на выходе усилителя 1 изменяется от U_0 до U_{Π} . Входные резисторы R_1 и R_2 подбираются таким образом, чтобы это время не превышало минимально возможного интервала между суммируемыми импульсами.

Наибольшая частота следования суммируемых импульсов 10 Гц. Точность счета на АВМ МНБ-1 при времени суммирования 100 с составляет 10,5%.

Одной из задач, возникающих при дешифрации магнитной записи, является отделение полезного сигнала от помех, в частности устранение выпадения сигнала. В этом случае можно применить сочетание RC — фильтра и конденсатора выпадения сигнала (рис. 3).

Схема работает таким образом. Исследуемый сигнал через диодный ключ ДК-2 подается на вход RC-фильтра, собранного на интеграторе 1, в обратную связь которого введен диодный ключ ДК-1. Этот же сигнал поступает на схему управления диодными ключами. На сумматоре 3 определяется разность между величиной входного напряжения U_0 и значением U_1 после прохождения сигнала через экспоненциальный фильтр, собранный на интеграторе 2 и имеющий такую же постоянную времени, как и фильтр 1. Инвертор 4 и два диода позволяют получить напряжение U_2 , равное модулю разности напряжений U_0 и U_1 . Если U_2 меньше U_{Π} , то напряжение 100 В на выходе блока БСН оставляет диодные ключи ДК-1 и ДК-2 открытыми и входное напряжение U_0 через фильтр 1 поступает на выход схемы. При возрастании величины U_2 более U_{Π} напряжение -100 В закроет диодные ключи и зафиксирует напряжение на выходе схемы, пока U_2 не станет меньше U_{Π} . Таким образом, в момент выпадения сигнала, когда величина входного напряжения U_0 значительно отличается от сглаженного U_1 , напряжение на выходе схемы будет сохранять значение, близкое к тому, которое оно имело перед выпадением сигнала. Для получения аналогичного результата с помощью только RC-фильтра требуется значительно уменьшить его частоту среза и вследствие этого упустить из рассмотрения некоторую область частот. Резисторы R_1 — R_4 на входе усилителей 1 и 2 подбираются в соответствии с требуемой частотой среза фильтра. Величина порогового напряжения U_{Π} определяется максимально допустимым отклонением сигнала от его фильтрованного значения.

Использование рассмотренных аналоговых схем при обработке магнитной записи эксперимента позволяет получать скорость движения автомобиля и часовой расход топлива двигателем по зарегистрированной последовательности импульсов, поступающих с датчика оборотов колеса и расходомера, подсчитывать число импульсов, устранять выпадение сигнала. Все это расширяет возможности и улучшает качество обработки магнитной записи.

В.В.Артихович, О.А.Мухин, И.И.Реутский,
И.С.Родионова

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ
АВТОСАМОСВАЛОВ

При эксплуатации тяжелых автосамосвалов с электрической трансмиссией тяговые электродвигатели выделяют достаточно большое количество тепла, которое снимается специальной системой охлаждения. У современных машин эта система уже носит самостоятельный конструктивный характер, занимая по габаритам и потребляемой мощности известную долю. Поэтому использование научно обоснованной методики расчета системы и подбора оборудования (вентиляторы, фильтры и т.п.) – один из путей улучшения как весогабаритных, энергетических, так и шумовых характеристик машин.

Электродвигатели мотор-колес предназначены по условиям У2 (ГОСТ 15150–69) для эксплуатации в широком диапазоне наружных температур (рабочие значения: верхнее +40, нижнее –40, среднее – +10°C, а предельные – +45 и –50°C). Поэтому важным фактором является учет влияния температуры наружного воздуха на количество отводимого от двигателя тепла и, следовательно, необходимое количество охлаждающего воздуха.

Количество тепла, отнимаемого от нагретых поверхностей двигателя воздухом, определяется по выражению

$$Q = \alpha F (t_{\Pi} - t_m), \quad (1)$$

где Q –тепловой поток от поверхности F ; t_{Π} –температура нагретой поверхности; t_m – средняя температура охлаждающего воздуха; коэффициент теплоотдачи α зависит от средней скорости воздуха относительно обдуваемой поверхности, характера и состояния поверхности, температур воздуха и поверхности.

Используя выражение (1), можно найти изменение количества отводимого тепла при изменении t :

$$\bar{Q} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cdot \frac{t_{\Pi} - t_{m1}}{t_{\Pi} - t_{m2}}. \quad (2)$$

При этом необходимо знать t_{m1} , t_{m2} , t_{Π} , α_1 , α_2 (или α_1/α_2). Чтобы определить коэффициент теплоотдачи, используем критериальные зависимости, описывающие теплоотдачу при турбулентном режиме движения газа. Для расчета средней теплоотдачи от стенки к воздуху известна зависимость [1]:

$$Nu = 0,018Re^{0,8}, \quad (3)$$

где $Nu = \alpha d / \lambda$ – критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность процесса конвективного теплообмена; d – характерный геометрический размер; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя; $Re = vd/\nu$ – критерий Рейнольдса, определяющий гидромеханическое подобие течения теплоносителей; v – средняя скорость воздуха; ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя.

Подставляя в (3) формулы для критериев Nu и Re , можно выразить α через физические параметры воздуха:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{0,8} \quad (4)$$

(скорость воздуха v и характерный размер канала d не изменяются).

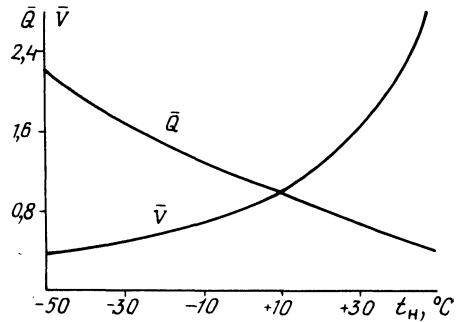


Рис. 1. Изменение расчетного количества воздуха в зависимости от наружных температурных условий.

Таким образом, используя выражение (4), можно определить величину $\bar{Q} = Q_1/Q_2$. При расчетах принимаем $t_{\text{п}} = 90^\circ\text{C}$, среднюю температуру охлаждающего воздуха определяем как $t_{\text{м}} = (t_{\text{yx}} - t_{\text{вх}})/2$, считая, что подогрев воздуха в двигателе $\Delta t = t_{\text{yx}} - t_{\text{вх}} = 30^\circ\text{C}$.

Результаты расчета изменения количества отнимаемого от двигателя тепла при работе его в условиях, отличных от средних ($+10^\circ\text{C}$), представлены на рис. 1. Видно, что при повышении температуры воздуха количество этого тепла значительно уменьшается (например, при $+40^\circ\text{C}$ оно составляет только 51% от необходимой величины) и, чтобы исключить перегрев обмоток, необходимо в $1/\bar{Q}$ раз увеличить съем тепла с охлаждающих поверхностей.

Для установившегося режима количества тепла, уносимого воздухом, равно

$$Q = c_p \rho V \Delta t, \quad (5)$$

где c_p – теплоемкость воздуха; ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,29 \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{P_a}{760}$; P_a – атмосферное давление; V – расход воздуха.

Если задаться допустимым перегревом воздуха, то, исходя из выражения (5), можно найти требуемый расход вентиляционного воздуха V . Для обеспечения нормальных условий работы трансмиссии в широком диапазоне наружных температур необходимо регулировать расход охлаждающего воздуха в соответствии с представленным графиком (рис. 1). При этом улучшается коэффициент полезного действия установки и снижается расход мощности на привод воздуходушных устройств.

В ходе аналитического исследования систем воздушного охлаждения тяговых электродвигателей автомашин-самосвалов выполняется аэродинамический расчет сетей систем. Для этой цели составляются расчетные схемы сетей систем охлаждения, на которых учитываются все фасонные части сетей. Обычно система конструктивно имеет две сети – правую и левую, причем в качестве сетей могут быть использованы лонжероны с общим воздухозабором на обе сети или предусмотрены самостоятельные, независимые друг от друга трубопроводные сети. Цель аэродинамического расчета – теоретически определить потери давления в каждой сети по заданным максимальным расходам воздуха (по технологическим требованиям) и заданным (по конструктивным соображениям) размерам сечений всех элементов сети.

Был использован классический инженерный метод аэродинамического расчета [2]. Потери давления определялись по выражению

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\lambda}{d} l + \sum \zeta \right)_i \frac{v_i^2}{2} \rho, \quad (6)$$

где $1 - n$ – номера участков основного (магистрального) направления; λ – коэффициент сопротивления трению; d – диаметр участка сети, м; l – длина расчетного участка, м; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местного сопротивления на расчетном участке; v_i – скорость движения воздуха, м/с; которая определялась как $v_i = V/F_i$, т.е. по заданному расчетному расходу воздуха $V, \text{м}^3/\text{с}$ и площади поперечного сечения расчетного участка или местного сопротивления $F, \text{м}^2$.

По изложенной методике выполнены аэродинамические расчеты двух сетей систем воздушного охлаждения тяговых электродвигателей для чистого атмосферного воздуха при стандартных условиях (плотность $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$). Для БелАЗ-549Б потери давления в сети составили $\Delta p = 11270 \text{ Па}$ (1150 кгс/м^2) при максимальном расходе воздуха $V = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, а для БелАЗ-7519 – соответственно $\Delta p = 6527 \text{ Па}$ (666 кгс/м^2) при $V = 1,33 \text{ м}^3/\text{с}$.

Результатом расчетов явилось построение характеристик сетей в координатах $p - V$. В предположении квадратичного закона изменения сопротивления уравнение сети (без подпора) имеет вид: $\Delta p = SV^2$, где S – коэффициент аэродинамического сопротивления сети, который определялся по данным аэродинамического расчета сетей систем охлаждения. Теоретические характеристики сетей S_{75} и S_{110} изображены на рис. 2; там же нанесены для сравнения

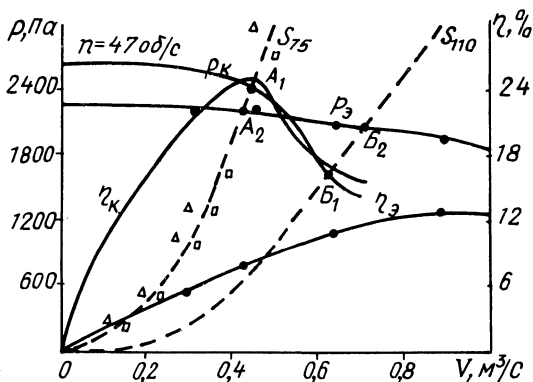


Рис. 2. Сводные аэродинамические характеристики систем воздушного охлаждения.

экспериментальные данные для левой (треугольники) и правой (прямоугольники) ветвей воздухопроводов, полученные при исследованиях на испытательном полигоне.

Суждение о режиме системы невозможно без совместного графического анализа характеристик сети и нагнетателя. Для этого был подвергнут испытаниям серийный радиальный вентилятор и получены характеристики $p_3, \eta_3 = f(V)$, одна из которых при частоте вращения $n = 47$ об/с (оптимальный режим) представлена на рис. 2. Для сравнения там же показаны каталожные характеристики p_k и η_k . Испытания проводились по известной методике [3] на стенде для аэродинамических исследований со всасывающим коллектором.

Анализ сводных аэродинамических характеристик показывает, что режим работы вентиляторов на сети (режимные точки $A_{1,2}$ и $B_{1,2}$) не обеспечивает требуемого нормативного расхода воздуха на охлаждение мотор-колес.

Помимо этого, проведена оценка аэродинамических характеристик и геометрических размеров аналитическими методами и по обобщенным номограммам [4–6].

Для расчета шумовой характеристики системы охлаждения были использованы формулы уровней звуковой мощности для вентиляторов L_B и сети L_C [6]:

$$L_B = L + 25 \lg p + 10 \lg V + \delta; L_C = 60 \lg v + 30 \lg \zeta + 10 \lg F + Б,$$

где, кроме приведенных ранее обозначений, δ – поправка на нерасчетный режим вентилятора и $Б$ – поправка, зависящая от типа обтекаемого потоком элемента.

При подстановке данных (прототипы – ВВД и Ц10–28) получено, что $L_B = 104–124$ дБ при работе в диапазоне изменения полных давлений от 2350 до 10780 Па (от 240 до 1100 кгс/м²). Теоретический уровень звуковой мощности шума, генерируемого конкретными дросселирующими, воздухораспределительными элементами, зависит от их геометрии и скорости течения воздуха.

тельными и воздухоприемными элементами сети L_c составил для БелАЗ–7519 и БелАЗ–549Б – 73,38 и 66,25 дБ соответственно. Полученные данные превышают или близки к предельно допустимым уровням звукового давления автомобилотранспортных средств по ГОСТ 19358–74 (табл. 66 [7]).

В результате теоретических и экспериментальных исследований установлено:

вынужденные конструктивные решения систем воздушного охлаждения с аэродинамической точки зрения приводят к излишнему увеличению сопротивления сетей, и как следствие, к увеличению энергоемкости нагнетателей;

для более экономичной и эффективной работы системы воздушного охлаждения следовало бы использовать вентилятор высокого давления, работающий в условиях оптимального КПД;

при расчетах систем и выборе типа нагнетателя следует учитывать колебания потребной производительности в достаточно широких пределах в зависимости от внешних условий;

шумовая характеристика систем может быть улучшена за счет совершенствования аэродинамических характеристик сети и вентилятора, а также конструкции привода вентиляторов (например, применением клиноременной передачи).

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М., 1973, с. 62–64.
2. Идельчик Е.И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М., 1975. – 359 с.
3. Лабораторный практикум по ТГВ/Под ред. Э.Х.Одельского, О.А.Мухина Минск, 1973, с. 108–116.
4. Шерстюк А.Н. Вентиляторы и дымососы. – М. –Л., 1957, с. 38–39, 143–147.
5. Одельский Э.Х. Аналитический метод подбора центробежных вентиляторов общего назначения. – В сб.: Проблемы вентиляции и КВ. Минск, 1969. с. 14–18.
6. Справочник проектировщика: Внутренние санитарно-технические устройства. М., 1977, ч. II, с. 332, 381–408.
7. Новиков Г.В., Дударев А.Я. Санитарная охрана окружающей среды современного города. – Л., 1978, с. 190.

УДК 624.042.8

Р.И.Фурунжиев, В.В.Напрасников

ОПТИМИЗАЦИЯ ШАГА В КОМБИНИРОВАННОМ АЛГОРИТМЕ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ О КОЛЕБАНИЯХ КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Математические модели, описывающие поведение реальных конструкций мобильных машин, являются нелинейными и большемерными даже в случае моделей с сосредоточенными параметрами [1, 2]. Этот факт тем более справедлив при рассмотрении моделей с распределенными параметрами [3].

Как следствие сказанного, сильно возрастает цена одного оптимизационного шага при практическом поиске оптимальных проектно-конструкторских решений. Это, в свою очередь, приводит к необходимости больших затрат дорогостоящего машинного времени.

В то же время во многих случаях существует возможность, используя информацию о конструктивных параметрах модели, оптимизировать или улучшить отдельные параметры, относящиеся к самому математическому аппарату описания конструкции. Предварительная оптимизация позволяет значительно снизить цену одного оптимизационного шага в поиске наилучших конструктивных параметров.

Такая задача возникла, например, при выборе оптимального шага интегрирования в методе Эйлера-Коши для решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих движение машины МАЗ–543 с независимой подвеской всех колес [1].

Аналогичные вопросы возникают в задаче о поведении упругих конструкций при позиционных возмущающих воздействиях. В статье показана возможность определения оптимального шага на примере алгоритма Вильсона, реализующего первый этап комбинированного способа решения такой задачи.

Алгоритм метода Вильсона. Динамика рамы мобильной машины может быть описана с помощью конечно-элементной модели, записанной в векторно-матричной форме

$$[K]U + [C]\dot{U} + [M]\ddot{U} = F. \quad (1)$$

Обозначения здесь и ниже соответствуют [4]. Тогда, согласно Вильсону, введя предположение об изменении ускорения в пределах интервала времени Δt по линейному закону

$$\ddot{U}(t) = \ddot{U}(s) + (\ddot{U}(s + \Delta t) - \ddot{U}(s)) (t - s) / \Delta t \quad (2)$$

и подставляя (2) в выражение для скорости

$$\dot{U}(t) = \dot{U}(s) + \int_0^{\Delta t} \ddot{U}(t) dt$$

и смещения

$$U(t) = U(s) + \int_0^{\Delta t} \dot{U}(t) dt,$$

получим соответственно

$$\dot{U}(s + \Delta t) = \dot{U}(s) + \Delta t (\ddot{U}(s + \Delta t) + \ddot{U}(s)) / 2 \quad (3)$$

и

$$U(s + \Delta t) = U(s) + \dot{U}(s)\Delta t + \Delta t^2 (2\ddot{U}(s) + \ddot{U}(s + \Delta t)) / 6.$$

Используя формулу (3), можно переписать выражение (1) в виде

$$[K] (U_s + U_s \Delta t + \Delta t^2 (2 \ddot{U}_s + U_{s+\Delta t})) + [C] (\dot{U}_s + \Delta t (\ddot{U}_{s+\Delta t} + \ddot{U}_s)/2 + [M] \ddot{U}_{s+\Delta t} = F, \quad (4)$$

Выражение (4) можно преобразовать к виду

$$([K] \Delta t^2/6 + [C] \Delta t/2 + [M]) \ddot{U}_{s+\Delta t} = F - [K] (U_s + \dot{U}_s \Delta t + \ddot{U}_s \Delta t^2/3) - [C] (\dot{U}_s + \Delta t \ddot{U}_s/2).$$

В частности, при отсутствии затухания в системе получаем

$$([M] + [K] \Delta t^2/6) \ddot{U}_{s+\Delta t} = F - [K] (U_s + \dot{U}_s \Delta t + \ddot{U}_s \Delta t^2/3).$$

Эта формула совпадает с формулой, приведенной в [4].

Описание модельной задачи. В качестве тестовой задачи рассматривалась массивная правильная четырехугольная пирамида, представленная на рис. 1. Характеристики задачи приведены в табл. 1. Узлы 1, 2, 3, 4 полагались жестко закрепленными.

Исследование системы при детерминированных нагрузках. Предварительно был исследован вопрос о величине периода собственных колебаний системы ($T_C \approx 2,23$ с) и о поведении системы при гармоническом возмущении с частотой, равной собственной частоте колебаний системы. В одном из вариантов демпфирование полагалось отсутствующим ($[C] = 0$), в другом – внешним ($[C] = b [M]$). Поведение системы полностью совпадало с описанным в [5].

В дальнейшем предполагалось $F = F(U, \dot{U}, t)$. Именно этот случай является представительным [1] в задачах о колебаниях подрессоренных конструк-

Таблица 1

Номер	Номер узла в элементе	Номер узла в теле	Координаты узла		
			x	y	z
1	1	1	0,0	0,0	0,0
	2	2	1,0	0,0	0,0
	3	5	0,5	0,5	2,0
	4	4	0,0	1,0	0,0
2	1	2	1,0	0,0	0,0
	2	3	1,0	1,0	0,0
	3	5	0,5	0,5	2,0
	4	4	0,0	1,0	0,0

ций. Вследствие существенно нелинейной зависимости F от смещений и скоростей смещений метод разложения по собственным формам колебаний [4, 5, 6] не может быть применен непосредственно.

В качестве расчетной была принята схема с включающимся демпфером, характеристика которого приведена на рис. 1. Нагрузка при этом предполагалась изменяющейся по закону

$$F_i = 0, \text{ где } i = 1, 2, \dots, 14;$$

$$F_{15} = \begin{cases} 1, & \text{при } t \leq 2,1c; \\ -\alpha \dot{U}_{15}^{3/2}, & \text{при } t \geq 2,1c. \end{cases}$$

Предполагалось, что после включения демпфера система вернется в начальное положение. Результаты расчета приведены для различных значений шага H на рис. 2. Как видно, для $H = 0,58$ с метод оказывается неустойчивым. Естественно возник вопрос о максимальном шаге, при котором метод еще сохраняет свою устойчивость.

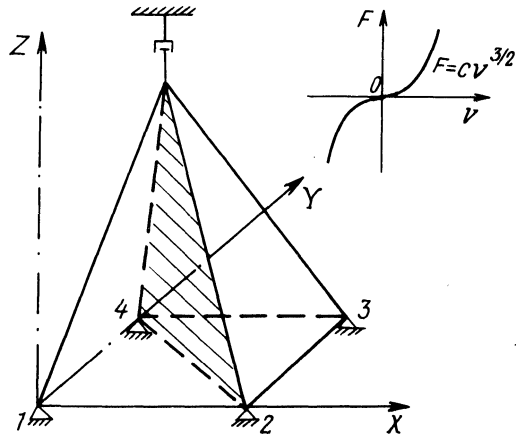


Рис. 1. Расчетная схема модельной задачи.

Оптимизация шага для различных значений коэффициента α . Зависимость максимально допустимого шага для различных α приведена на рис. 3. Как видно, при увеличении α величина H резко уменьшается, что обусловлено "проскакиванием" положения узла на предыдущем шаге.

На рис. 4 приведена область устойчивости (слева от пунктирной линии) для значения $\alpha = 39,2$ (Н·с)/М.

В качестве критерия была выбрана безразмерная величина

$$Y(H) = U_{\max 2} / U_{\max 6}$$

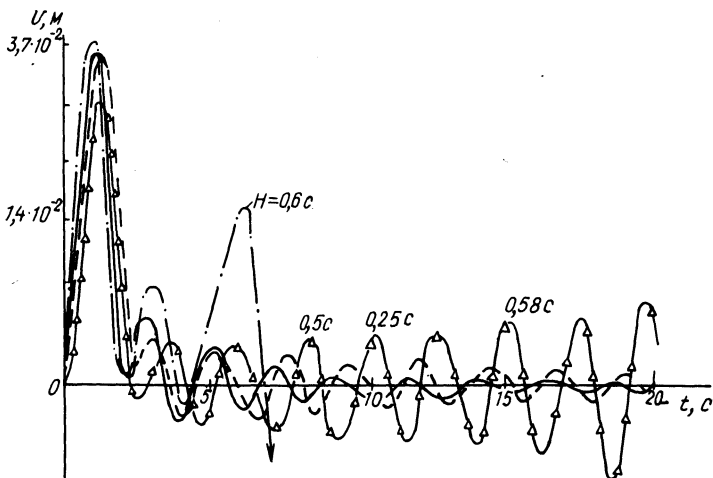


Рис. 2. Зависимость смещения пятого узла от времени при различных значениях шага.

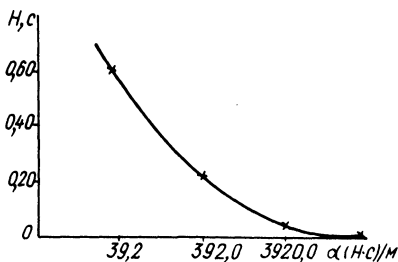


Рис. 3. Зависимость оптимального шага от характеристики демпфера.

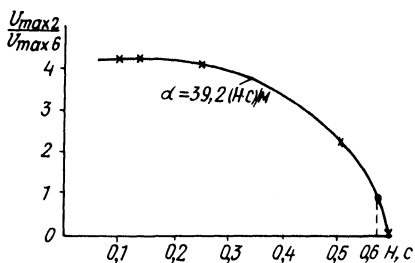


Рис. 4. Характеристика устойчивости метода от величины шага.

Изложенное выше позволяет рекомендовать метод Вильсона как один из возможных способов реализации первого этапа комбинированного метода решения задачи (1) в случае, когда правые части существенно нелинейно зависят от смещений и скоростей смещений узлов, как, например, в случае подпрессоренной рамы мобильных машин.

Перед поиском оптимального проектно-конструкторского решения рекомендуется провести предварительную оптимизацию параметров математической модели, что позволит существенно снизить затраты на проектирование. В отдельных случаях следует построить номограммы для определения оптимальных параметров наиболее часто используемых методов.

Описанный выше алгоритм реализован на языке ФОРТРАН для ЕС ЭВМ в составе диалоговой системы автоматизированного проектирования мобильных машин с нелинейными характеристиками при динамических нагрузках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. — Минск, 1977. — 452 с. Е го же . Проектирование оптимальных виброзащитных систем. — Минск, 1971. — 387 с. 3. Фурунжиев Р.И., Напрасников В.В., Антипенко И.А. О построении матрицы масс для некоторого класса стержневых элементов. — Рук. деп. в БелНИИНТИ 02.11.79, № 96 Деп. — 7 с. 4. С и н и ц ы н А.П. Метод конечных элементов в динамике сооружений. — М., 1978. — 231 с. 5. Клаф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений. — М., 1979. — 320 с. 6. З е н к е в и ч О. Метод конечных элементов в технике. — М., 1975. — 541 с.

УДК 624.042.8

Р.И.Фурунжиев, В.В.Напрасников

ОБ ОДНОМ АЛГОРИТМЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ ЛИНЕЙНЫХ АЛГЕБРАИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ УПРУГИХ СИСТЕМ

Известно, что методы, используемые в настоящее время для расчета некоторых элементов конструкций автомобилей и тракторов (кузовов, рам), не отражают современных требований экономии металла. Это происходит вследствие недостаточно точного характера предположений, положенных в основу расчета. Зачастую расчеты ведутся в рамках теории сопротивления материалов. Назрела необходимость использовать методы теории упругости, которые учитывают распределенный характер параметров моделей, описывающих поведение реальных объектов.

Задача становится особенно сложной при рассмотрении динамики мобильных объектов, подверженных возмущениям случайного характера [1]. Существует целый ряд методов (метод R-функций, конечно-разностные методы и т.д.), позволяющих решать описанные задачи, но математический аппарат этих методов непривычен инженеру и плохо поддается машинной реализации (для реальных объектов). Зачастую используются и дополнительные предположения, сводящие к минимуму достоинства этих методов.

Настоящая статья посвящена одному из аспектов метода конечных элементов, который, по нашему мнению, является одним из наиболее доступных по простоте математического аппарата для инженера, хорошо описывая в то же время свойства реальных конструкций автомобилей и тракторов.

Реальные объекты, встречающиеся в задачах проектирования колебательных систем, имеют сложную геометрию [1]. Один из методов, позволяющих с достаточной степенью точности учитывать конфигурацию объекта, — это метод конечных элементов. Однако точность, получаемая при решении динами-

ческих задач, тесно связана с количеством введенных степеней свободы, которое ограничено размерами памяти ЦВМ.

В отдельных случаях удается введением регулярной сетки [2] добиться более компактного хранения информации, однако в сложных пространственных задачах регуляризация сетки не всегда возможна.

С другой стороны, быстрый прогресс в области развития вычислительной техники позволяет не рассматривать время решения задачи как главный критерий эффективности алгоритма. На первый план выдвигается вопрос точности [1], т.е. наилучшего использования объема оперативной памяти ЦВМ. Он приобретает еще больший вес в физически нелинейных и динамических задачах теории упругости, в которых [3] даже однократное обращение матрицы вызывает определенные трудности, связанные с большими затратами машинного времени и необходимостью размещения обратной матрицы в памяти машины.

Из сказанного следует, что для решения систем линейных уравнений, возникающих на каждом шаге по времени, рационально пользоваться итеративными методами, не меняющими матрицу.

Как указывают авторы [4], матричные дифференциальные уравнения, описывающие поведение упругой конструкции, могут быть решены с помощью подходящих рекуррентных соотношений. Рекуррентное соотношение, позволяющее находить значения смещений и скоростей на каждом шаге по времени по их значениям в конце предыдущего шага, можно получить, например, применяя метод Галеркина для минимизации невязки в пределах каждого шага:

$$\Delta t \begin{Bmatrix} H_{01} \\ H_{11} \end{Bmatrix} \left[([K] + [C] \frac{d}{dt} + [M] \frac{d^2}{dt^2}) [H_{00}, H_{10}, H_{01}, H_{11}] \begin{Bmatrix} \{\delta_{0j}\} \\ \{d/dt \delta_{0j}\} \\ \{\delta_{1j}\} \\ \{d/dt \delta_{1j}\} \end{Bmatrix} + \{\bar{F}\} \right] dt = 0. \quad (1)$$

Обозначения в выражении (1) полностью соответствуют [4]. Ниже для краткости будем обозначать

$$\{\delta_{0j}\} = U_0; \quad d/dt \{\delta_{0j}\} = V_0; \quad \{\delta_{1j}\} = U_1; \quad d/dt \{\delta_{1j}\} = V_1;$$

U_k - k -я компонента вектора смещений U ; V_k - k -я компонента вектора скоростей V .

Производя интегрирование в уравнении (1) и разрешая его относительно U_1 и V_1 , получим систему линейных алгебраических уравнений специального вида

$$\begin{pmatrix} a_1 [K] + a_2 [M] & a_3 [K] + a_4 [M] \\ a_5 [K] + a_6 [M] & a_7 [K] + a_8 [M] \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_1 \\ V_1 \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} a_9 [K] + a_{10} [M] & a_{11} [K] + a_{12} [M] \\ a_{13} [K] + a_{14} [M] & a_{15} [K] + a_{16} [M] \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_0 \\ V_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

В соотношении (2) a_1, a_2, \dots, a_{16} — постоянные величины на данном шаге времени; f_1, f_2 — векторы, полученные по формулам

$$f_1 = 3\Delta t^{-2} \int_0^{\Delta t} t^2 \{ \vec{F} \} dt - 2\Delta t^{-3} \int_0^{\Delta t} t^3 \{ \vec{F} \} dt;$$

$$f_2 = -\Delta t^{-2} \int_0^{\Delta t} t^2 \{ \vec{F} \} dt + \Delta t^{-3} \int_0^{\Delta t} t^3 \{ \vec{F} \} dt.$$

Матрицы жесткости [K] и масс [M] имеют ленточную [4, 5] структуру и симметричны, что позволяет хранить в памяти ЦВМ лишь верхнюю часть ленты этих матриц.

Будем минимизировать сумму квадратов невязок по строкам системы (2) на R-м шаге. Минимум в точке U^*, V^* является решением системы (2), причем природа задачи гарантирует единственность решения.

Приравнявая нулю частные производные от суммы квадратов невязок по координатам V_R^k и U_R^k и разрешая полученные уравнения относительно U_R^k и V_R^k , получим соответственно

$$U_R^k = - \sum_{i=1}^n \left\{ \left[\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^n (a_1 k_{ij} + a_2 m_{ij}) U_j + \sum_{j=1}^n (a_3 k_{ij} + a_4 m_{ij}) V_j - g_{i1} \right] \times \right.$$

$$\times (a_1 k_{ik} + a_2 m_{ik}) + \left[\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^n (a_5 k_{ij} + a_6 m_{ij}) U_j + \sum_{j=1}^n (a_7 k_{ij} + a_8 m_{ij}) V_j - g_{i2} \right] \times$$

$$\left. \times (a_5 k_{ik} + a_6 m_{ik}) \right\} / \sum_{i=1}^n [(a_1 k_{ij} + a_2 m_{ij})^2 + (a_5 k_{ij} + a_6 m_{ij})^2];$$

$$V_R^k = - \sum_{i=1}^n \left\{ \left[\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^n (a_1 k_{ij} + a_2 m_{ij}) U_j + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^n (a_3 k_{ij} + a_4 m_{ij}) V_j - g_{i1} \right] \times \right.$$

$$\times (a_3 k_{ik} + a_4 m_{ik}) + \left[\sum_{j=1}^n (a_5 k_{ij} + a_6 m_{ij}) U_j + \sum_{j=1}^n (a_7 k_{ij} + a_8 m_{ij}) V_j - g_{i2} \right] \times$$

$$\left. \times (a_7 k_{ik} + a_8 m_{ik}) \right\} / \sum_{i=1}^n [(a_3 k_{ik} + a_4 m_{ik})^2 + (a_7 k_{ik} + a_8 m_{ik})^2],$$

Таблица 1

Параметры	N ^o						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
U ₀	3	0	0	3	-1	1	2
V ₀	3	0	1	1	2	1	1
t ₀	0	0	0	0	0	0	0
t _K	3	3	1	1	1	1	1
h	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
ε	0,01	0,01	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

Примечания. N^o – номер варианта; U₀V₀ – начальное значение первой и второй группы координат соответственно; t₀, t_K – начальный и конечный момент времени соответственно; h – шаг по времени; ε – точность (критерий остановки) на каждом шаге по времени по норме вектора невязки.

$$\text{где } g_{i1} = \sum_{j=1}^n (a_{9k_{ij}+a_{10m_{ij}}) U_{0j} + \sum_{j=1}^n (a_{11k_{ij}+a_{12m_{ij}}) V_{0j} - f_{1i};$$

$$g_{i2} = \sum_{j=1}^n (a_{13k_{ij}+a_{14m_{ij}}) U_{0j} + \sum_{j=1}^n (a_{15k_{ij}+a_{16m_{ij}}) V_{0j} - f_{2i};$$

$g_{i1}g_{i2}$ – не меняются на данном шаге по времени.

В состав программы, реализующей описанный алгоритм, входит девять подпрограмм. Подпрограмма AIAI позволяет производить перемножение симметричных ленточных матриц, хранящихся в компактной форме.

Результаты работы программы для матрицы жесткости [K], где

$$k_{ii} = 8, \quad i = 1, 2, \dots, 10;$$

$$k_{ii+1} = 4, \quad i = 1, 2, \dots, 9;$$

$$k_{ii+2} = 1, \quad i = 1, 2, \dots, 8,$$

и матрицы масс $[M]$, где

$$m_{ii} = 4, \quad i = 1, 2, \dots, 10;$$

$$m_{ii+1} = 2, \quad i = 1, 2, \dots, 9;$$

$$m_{ii+2} = 1, \quad i = 1, 2, \dots, 8$$

приведены в табл. 1.

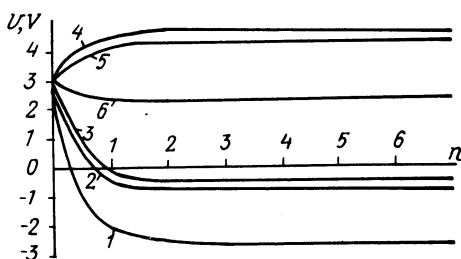


Рис. 1. Изменение компонент векторов: 1, 2, 3 — соответственно первой, третьей и десятой компонент вектора U ; 4, 5, 6 — соответственно первой, третьей и десятой компонент вектора V ; n — количество циклов итераций.

На рис. 1 приведен характер изменения первой, третьей и десятой компонент векторов U и V .

Как видно, решение практически устанавливается уже после трех циклов итераций. Та же ситуация наблюдается для всех компонент U и V во всех семи вариантах.

Таким образом, описанный алгоритм позволяет решать системы линейных алгебраических уравнений специального вида, возникающие в задачах динамики упругих конструкций, без копирования обратной матрицы системы. Это дает возможность повысить точность решения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ф у р у н ж и е в Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. — Минск, 1977. — 452 с.
2. С о м е н о в В.В. Реализация расчетов методом конечных элементов на ЭЦВМ. — В сб.: Опыт оценки устойчивости склонов сложного геологического строения методом конечных элементов и экспериментами на моделях. М., 1973, с. 71–79.
3. Ф у р у н ж и е в Р.И., Н а п р а с н и к о в В.В. Оптимизация шага в комбинированном алгоритме решения задачи о колебаниях конструкций мобильных машин. — В данном сборнике.
4. З е н к е в и ч О. Метод конечных элементов в технике. — М., 1975. — 541 с.
5. Б е л л м а н Р. Введение в теорию матриц. — М., 1976. — 371 с.

С.Б.Самарцев, В.П.Тарасик, В.Н.Гурленя

О ВЛИЯНИИ МЕХАНИЗМОВ ПЛАВНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ
НА ТЕПЛОВУЮ ДИНАМИКУ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ГМП

В автомобильной гидромеханической передаче одними из наиболее ответственных узлов являются многодисковые фрикционные муфты с гидравлическими нажимными устройствами. Процесс включения муфты сопровождается возникновением больших динамических нагрузок на выходном валу коробки передач и полуосях автомобиля, а также образованием значительного удельного теплового потока на поверхностях фрикционных элементов, что ведет к повышенному их нагреву. Применение механизмов плавного включения позволяет получить такой характер изменения момента трения при включении муфты, при котором динамические нагрузки будут иметь относительно небольшие значения. Изменяется также и нагрев фрикционных дисков.

Чтобы изучить влияние различных механизмов плавности на тепловую динамику многодисковой муфты, использовалась методика исследования переходных процессов в трансмиссиях автомобилей, изложенная в работе [1]. Температура дисков определялась по дифференциальным уравнениям теплопередачи, составленным на основе баланса тепловой энергии. Данная методика позволяет учесть реальное изменение параметров процесса буксования, в частности теплового потока, возникающего при трении дисков. Начальная температура принималась равной 100°C . Дифференциальные уравнения движения четырехмассовой динамической модели автомобиля (на примере БелАЗ–548А) и процесса теплопередачи решались численным методом на ЭЦВМ "Минск–32". Исследовалась серийная многодисковая муфта БелАЗ, не имеющая устройства плавности. С целью получения сравнительных результатов предполагалось также, что на ней установлены механизмы плавного включения с автоматически регулируемым дросселем и механизмы сливного типа, описанные в работе [1]. Характеристики усилия сжатия пакета дисков $F_{\text{сж}}$ от времени буксования муфты $t_{\text{б}}$ данных механизмов приведены на рис. 1. Расчеты производились на внешней скоростной и предельной регуляторной характеристиках двигателя ЯМЗ–240Н. Рассматривался процесс трогания автомобиля на 1-й передаче.

Полученные зависимости теплового потока θ , средней поверхностной и срединной температур стального $\nu_{\text{ст}}$, $\nu_{\text{ст ср}}$ и металлокерамического $\nu_{\text{мк}}$, $\nu_{\text{мк ср}}$ дисков от времени буксования представлены соответственно на рис. 1 и 2. Анализ результатов показывает, что применение механизмов плавного включения приводит к снижению максимальной величины теплового потока, но температура нагрева как стальных, так и металлокерамических дисков повышается из-за увеличения в 2–2,5 раза времени буксования. Температура стального диска при этом за время одного включения доходит до 215°C , а

Рис. 1. Изменение $F_{сж}$ и θ от $t_{б}$ для муфты БелАЗ с различными механизмами плавного включения: 1 – серийная, без механизмов плавности; 2 – муфта с автоматически регулируемым дросселем; 3 – муфта с механизмом сливного типа.

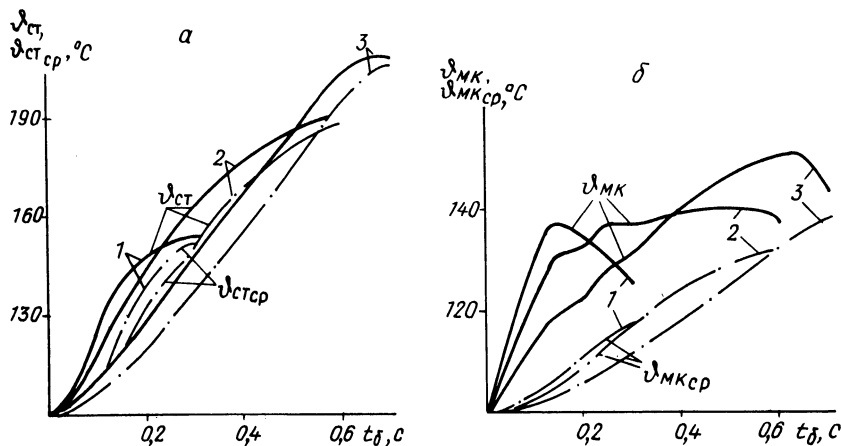
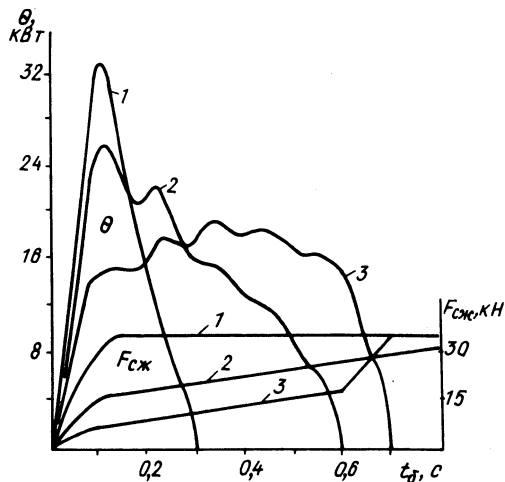


Рис. 2. Зависимости поверхностной и объемной температур стального (а) и металлокерамического (б) дисков от времени буксования.

металлокерамического – до 150°C . Незначительный нагрев последнего обусловлен меньшей его теплопроводностью. Вследствие этого, а также из-за большой толщины (3,8 мм) и кратковременности процесса буксования диск серийной муфты не успевает прогреться, что приводит к генерации тепла в его поверхностном слое и более быстрому его нагреву в начальный момент буксования. При этом температура поверхности достигает своего максимального значения примерно в момент наибольшего теплового потока (рис. 1). Несмотря на большую работу буксования у муфты с механизмами плавности с регулируемым дросселем и сливного типа, незначительный нагрев metallo-

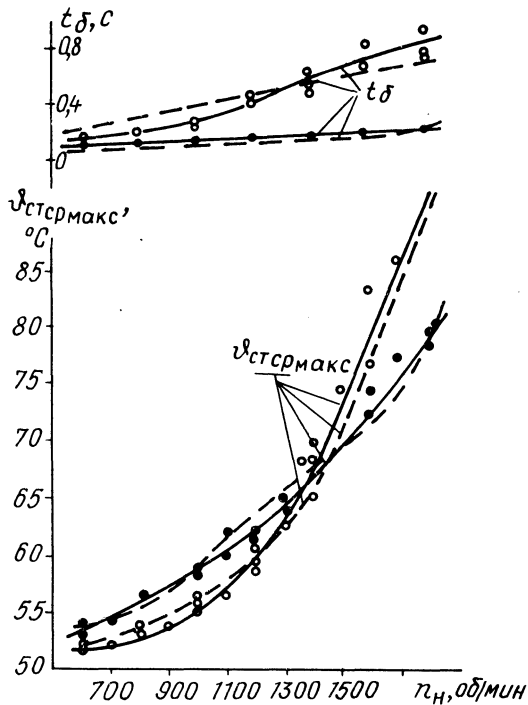


Рис. 3. Зависимость времени буксования и средней поверхностной температуры ведущих дисков фрикционной муфты БелАЗ-540 от скорости вращения насосного колеса гидротрансформатора:
 ● — муфта без клапана плавности; ○ — муфта с клапаном плавности; — — — экспериментальная зависимость --- — расчетная зависимость.

керамических дисков (всего на 12⁰С выше, чем у серийной муфты) обуславливается более равномерным распределением температуры по толщине.

Наибольшая температура фрикционных дисков наблюдается у муфты с механизмом сливного типа, хотя максимальная величина теплового потока для него имеет наименьшее значение.

Как видно из рис. 1,2, на тепловой поток и температуру влияет не только распределение масс системы и статические характеристики ее элементов, но и колебательные свойства системы, из-за чего изменение θ , $v_{ст}$, $v_{МК}$ при ступенчатом изменении усилия сжатия механизмами плавного включения имеет колебательный характер. Некоторое влияние на колебательность процесса теплопередачи оказывает значительный входной момент машинного агрегата системы автомобиля, так как расчет производился на внешней скоростной характеристике двигателя. Это вызывает закручивание упругих связей с большими относительными скоростями, увеличивая колебательность всей системы.

Возникновение колебаний упругих звеньев способствует увеличению поверхностной температуры дисков [1], что является недостатком такого способа повышения плавности.

На рис. 3 приведены графики расчетных и экспериментальных исследований теплового режима работы ведущих стальных дисков серийной фрикционной муфты БелАЗ-540 и муфты с клапаном плавности, установленным в поршне. Испытания трансмиссии на стенде проводились в режиме трогания автомобиля на тормозах на различных скоростных режимах работы двигателя. Температура измерялась с помощью хромель-копелевых термопар, установленных в стальном диске, расположенном в середине пакета. Головки термопар диаметром 1,0–1,2 мм устанавливались по среднему радиусу диска по методике, описанной в работе [2]. Вследствие инерционности термопар, зависящей от размеров, формы и способа крепления чувствительного элемента-головки, замеряемая в поверхностном слое диска (толщиной около 0,2 мм) температура считается средней поверхностной. Начальная температура дисков равна 50°C.

Применение клапана плавности позволяет, несмотря на увеличение времени буксования муфты, понизить среднюю поверхностную температуру стальных дисков на низко- и среднескоростных режимах работы двигателя, что обусловлено лучшим прогревом всего диска. Однако при частоте вращения коленчатого вала двигателя свыше 1400 об/мин рост температуры на поверхности не зависит прямо пропорционально от увеличения времени буксования и теплоотвод в середину диска не может обеспечить снижения его нагрева. Из-за значительной работы буксования использование муфты с клапаном плавности приводит к повышению температуры на 10°C.

Таким образом, установка механизмов плавного включения в гидромеханической передаче позволяет на низких и среднескоростных режимах снизить не только динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля [1], но и температуру фрикционных дисков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г а р а с и к В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. — Минск, 1973, с. 319.
2. Л о й к о А.А. К вопросу измерения температуры в парах трения фрикционных. — Труды МАДИ, 1973, вып. 54, с. 127–130.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРУЖИННОЙ ПОДВЕСКИ ЗАДНИХ КОЛЕС
ТРАКТОРА МТЗ-80 НА АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ
ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ**

По окончании разработки независимой пружинной подвески задних колес трактора [1] был проведен анализ амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) вертикальных колебаний сиденья водителя. Квадрат модуля АЧХ определяли по методике, изложенной в работе А.А.Силаева [2]. При этом сделан ряд допущений. Так как коэффициент распределения масс близок к единице, рассматривались независимые колебания задней части трактора.

Квадрат модуля АЧХ

$$|W_{x3}|^2 = \frac{(B_8\omega^2 + B_9)^2 + (B_{10}\omega^3 + B_{11}\omega)^2}{(B_1\omega^6 + B_2\omega^4 + B_3\omega^2 + B_4)^2 + (B_5\omega^5 + B_6\omega^3 + B_7\omega)^2};$$

$$B_1 = -M_1M_2M_3;$$

$$B_2 = M_1M_3C_a + M_3K_0K_a + M_2M_3C_0 + M_1K_3K_a + \\ + M_2K_0K_3 + M_1M_2C_3 - M_3K_2^2 - M_1K_3^2;$$

$$B_3 = -M_3C_0C_a - M_2C_0C_3 - M_1C_3C_a + M_1C_3^2 + M_3C_2^2 - \\ - K_0K_3C_a - K_3K_aC_0 - K_0K_aC_3 + 2K_0K_3C_3 + \\ + K_2^2C_0 + 2K_2K_3C_2 + K_2^2C_3;$$

$$B_4 = -C_2^2C_3 + C_0C_aC_3 - C_0C_3^2;$$

$$B_5 = M_1M_3K_a + M_2M_3K_0 + M_1M_2K_3;$$

$$B_6 = 2M_3K_2C_2 + K_0K_3^2 + 2M_1K_3C_3 - M_2K_0C_3 - \\ - M_1K_aC_3 - M_2K_3C_0 - K_0K_aK_3 - M_1K_3C_a - \\ - M_3K_aC_0 - M_3K_0C_a + K_2^2K_3;$$

$$B_7 = K_3C_0C_a + K_0C_aC_3 + K_aC_0C_3 + K_aC_3^2 -$$

$$- 2K_2C_2C_3 - 2K_3C_0C_3 - K_3C_2^2;$$

$$B_8 = -K_1K_2K_3 - K_1K_3C_2 - K_2K_3C_1;$$

$$B_9 = C_1C_2C_3;$$

$$B_{10} = -K_1K_2K_3;$$

$$B_{11} = K_1C_2C_3 + C_1K_2C_3 + C_1C_2K_3;$$

$$K_0 = K_1 + K_2; \quad K_a = K_2 + K_3;$$

$$C_0 = C_1 + C_2; \quad C_a = C_2 + C_3,$$

где M_1, M_2, M_3 — неподрессоренная, поддрессоренная массы и масса водителя с сиденьем; C_1, C_2, C_3 — приведенные жесткости шин, подвески и сиденья водителя соответственно; K_1, K_2, K_3 — коэффициенты демпфирования шин, подвески и сиденья водителя.

Уравнение решалось на ЦВМ "Минск-22М". По результатам были построены графики (рис. 1) и проанализировано влияние параметров подвески и шин задних колес и подвески сиденья водителя на АЧХ.

В результате анализа установлено, что увеличение жесткости и демпфирования шин задних колес в пределах их технических условий не оказывает существенного влияния на характер АЧХ (рис. 1, а, б, кривые 3, 4). Это обусловлено наличием элементов подвески колес трактора, которые и поглощают основную часть энергии при ударе.

Параметры подвески задних колес наиболее существенно влияют на характер АЧХ. Увеличение жесткости подвески способствует резкому возрастанию максимума АЧХ и смещению его в зону более высоких частот (рис. 1, б, кривые 5, 6). Увеличение ее демпфирования также смещает максимум АЧХ в зону высоких частот с расширением охватываемого спектра (рис. 1, в, кривые 2, 5). С увеличением массы остова спектр охватываемых частот сужается, а максимум смещается в зону более низких частот (рис. 1, а, кривые 1, 4). Увеличение неподрессоренной массы влияет на величину максимума АЧХ (рис. 1, в, кривые 1, 2).

Как видно из рис. 1, б (кривые 1, 2, 5), существенное влияние на АЧХ оказывает жесткость и демпфирование подвески сиденья. Уменьшение демпфирования при низкой жесткости подвески сиденья способствует резкому возрастанию максимума АЧХ и расширению спектра частот (рис. 1, а, кривые 1, 4).

Исследование показало, что 1) при поддрессировании задних колес трактора основной диапазон низких частот рабочего места водителя находится в пре-

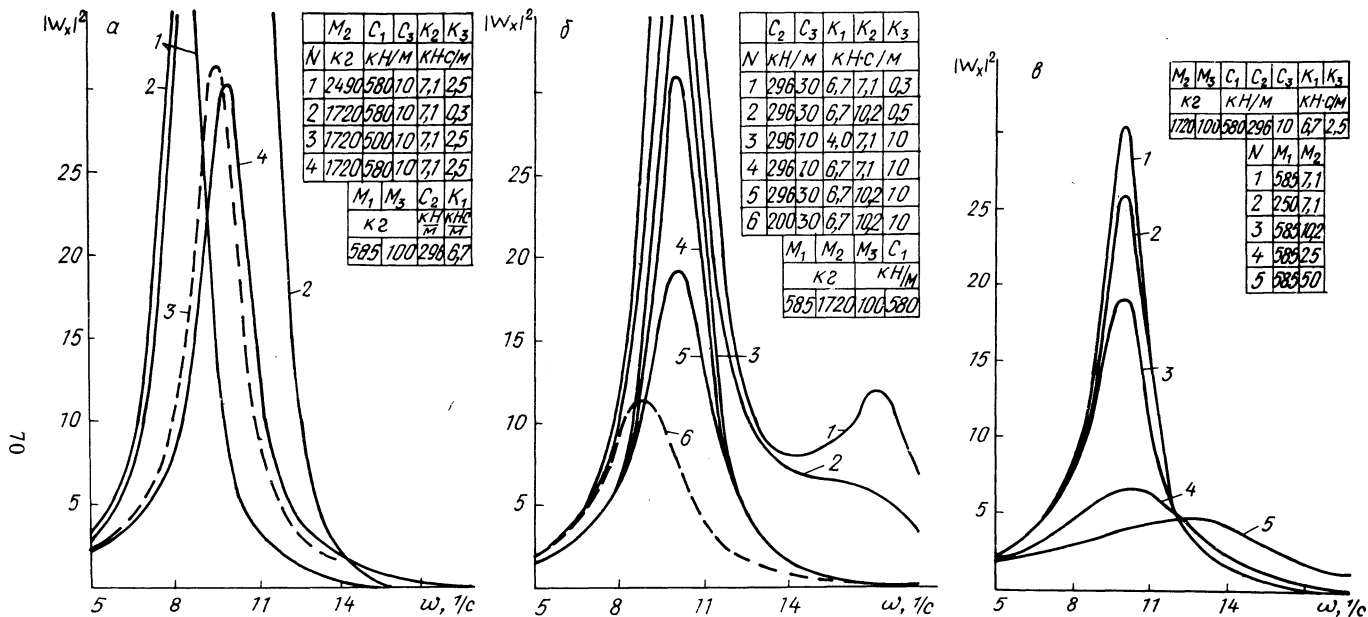


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний сиденья водителя в зависимости: а — от массы остова, жесткости шин и демпфирования подвески сиденья водителя; б — от жесткости и демпфирования подвески колес и сиденья водителя; в — от неподрессоренной массы и демпфирования подвески колес.

делах до 17 1/с; 2) максимальное значение АЧХ достигает при частотах 8–10 1/с; 3) поддрессирование задних колес – наиболее эффективный путь снижения максимума АЧХ.

ЛИТЕРАТУРА

1. А р т е м ь е в П.П. Результаты экспериментальных исследований плавности хода тракторов и автомобилей. – Сб. науч. работ аспирантов. Минск, 1974, с. 118–127. 2. С и л а е в А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. – М., 1972. – 190 с.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, И.С.Саонов

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЬ – ТРАНСМИССИЯ – ВЕДУЩИЕ КОЛЕСА – ТРАКТОР

При постоянной подаче топлива система двигатель – трансмиссия – ведущие колеса – трактор приводит в соответствие скорость движения и тяговое усилие трактора, которые зависят от внешних сил (сопротивления движению, нагрузки на крюке, боковых сил и т.д.). Так, частота вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{ДВ}}$, передаточное число трансмиссии i и буксование ведущих колес δ_2 влияют на скорость движения трактора

$$v = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{i} r_{\text{К2}}^0 (1 - \delta_2).$$

Буксование ведущей оси зависит от почвенно-дорожных условий и типа силового привода [1–4]. С увеличением сил сопротивления увеличивается буксование ведущей оси и момент, развиваемый двигателем, при одновременном уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя, что приводит к снижению скорости движения трактора. Следовательно, указанная система, реагируя на изменения внешних эксплуатационных условий, без вмешательства водителя согласует скорость движения и развиваемую силу тяги ведущей оси через характеристики двигателя, трансмиссии и взаимодействие ведущих колес с опорной поверхностью.

В настоящее время характеристики двигателя, трансмиссии и взаимодействие ведущих колес с опорной поверхностью учитываются только при построении тяговой характеристики, исследовании процессов трогания и разгона трактора. При этом реальный тракторный агрегат заменяется расчетной динамической системой, например четырехмассовой (рис. 1). Движение масс расчетной динамической системы описывается известными уравнениями [2–4]. Будет ли исходная система уравнений описывать прямолинейное или криво-

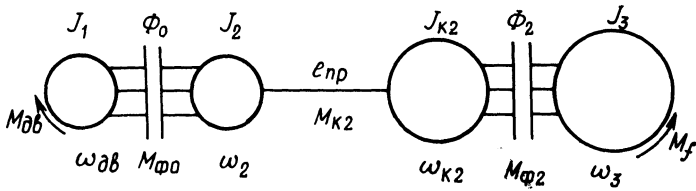


Рис. 1. Динамическая система машинно-тракторного агрегата: I_1 — приведенный момент инерции ведущих частей двигателя и сцепления; I_2 — приведенный момент инерции вращающихся деталей трансмиссии; $I_{к2}$ — приведенный суммарный момент инерции ведущих колес; I_3 — момент инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе агрегата; $e_{пр}$ — суммарная податливость трансмиссии, шин и грунта.

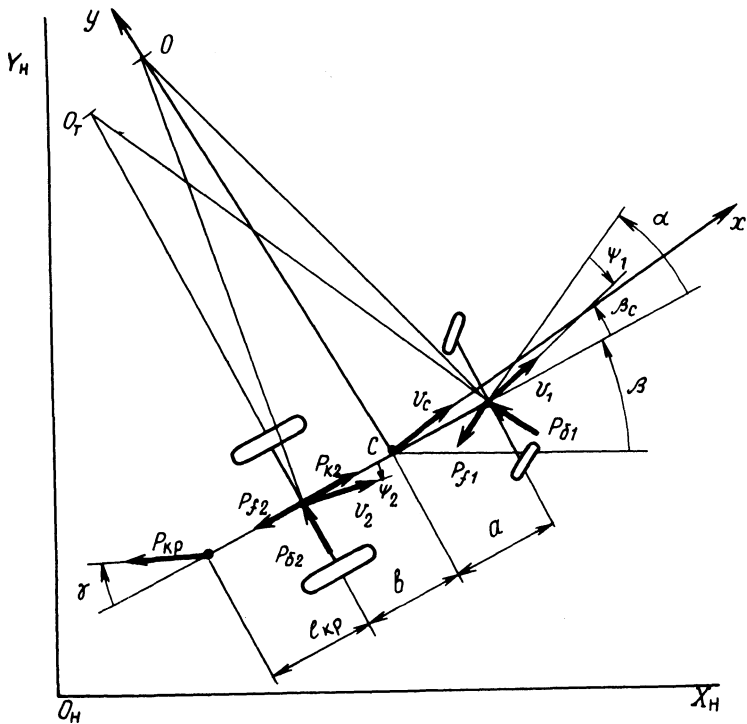


Рис. 2. Расчетная схема криволинейного движения трактора.

линейное движение тракторного агрегата, зависит от последнего уравнения системы, имеющего вид

$$J_3 \dot{\omega}_3 = M_{\phi 2} - M_f.$$

Значение J_3 определяется из условия равенства кинетических энергий во вращательном движении маховика с угловой скоростью ω_3 и поступательном движении тракторного агрегата в направлении и со скоростью v_c его центра масс

$$0,5J_3\omega_3^2 = 0,5mv_c^2.$$

Продифференцировав это равенство и учитывая, что $\omega_3 = \omega_{к2}(1 - \delta_2)$ и $v_c = \omega_{к2}r_{к2}^0(1 - \delta_2)/\cos\beta_c$ (рис. 2), после некоторых преобразований получим

$$J_3 \dot{\omega}_3 = m \dot{v}_c \frac{r_{к2}^0 i^2}{\cos\beta_c},$$

где m – масса агрегата.

Следовательно, если направление абсолютной скорости центра масс тракторного агрегата совпадает с его продольной осью $\beta_c = 0$, то система исходных уравнений будет описывать прямолинейное движение. В случае, когда v_c составляет с продольной осью трактора некоторый угол β_c , система исходных уравнений описывает криволинейное движение.

Таким образом, чтобы при исследовании криволинейного движения тракторного агрегата учесть динамику системы двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–трактор, уравнения движения удобнее составлять в подвижной системе координат хсу, начало которой шарнирно связано с центром масс трактора (рис. 2):

$$\begin{aligned} m \dot{v}_c = & (P_{к2} - P_{f2}) \cos\beta_c + P_{б2} \sin\beta_c - P_{f1} \cos(\alpha - \beta_c) - \\ & - P_{б1} \sin(\alpha - \beta_c) - P_{кр} \cos(\gamma - \beta_c); \end{aligned} \quad (1)$$

$$J \dot{\omega} = aP_{б1} \cos\alpha - bP_{б2} - aP_{f1} \sin\alpha - P_{кр}(l_{кр} + b) \sin\gamma,$$

где $P_{к2}$ – сила тяги ведущей оси; P_{f1} и P_{f2} – силы сопротивления движению передней и задней осей; $P_{б1}$ и $P_{б2}$ – боковые силы на передней и задней осях; $P_{кр}$ – нагрузка на крюке; J – момент инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через его центр масс.

В системе из двух уравнений (1) имеется шесть неизвестных; v_c , $\omega = \dot{\beta}$, $P_{б1} = k_{y1} \psi_1$, $P_{б2} = k_{y2} \psi_2$, $P_{к2}$ и β_c , где k_{y1} – коэффициент сопротивления

$$\begin{aligned}
 &= a_{62} = a_{63} = a_{65} = a_{66} = a_{67} = 0; a_{68} = J; b_6 = k_{y1}\psi_1 \cos\alpha - k_{y2}\psi_2 b - P_{f1} a \sin\alpha - \\
 &- P_{кр}(l_{кр} + b) \sin\gamma; a_{71} = a_{72} = a_{73} = a_{76} = 0; a_{74} = a \cos(\alpha - \psi_1); a_{78} = \\
 &= v_c \cos[(\alpha - \psi_1) - \beta_c]; b_7 = \{a \omega \sin(\alpha - \psi_1) + v_c \cos[(\alpha - \psi_1) - \beta_c]\} \dot{\alpha}; \\
 &a_{81} = a_{82} = a_{83} = a_{85} = 0; a_{84} = -\sin(\beta_c + \psi_2); a_{86} = -v_c \cos(\beta_c + \psi_2); a_{87} = b; \\
 &a_{88} = -v_c \cos(\beta_c + \psi_2); v_8 = 0.
 \end{aligned}$$

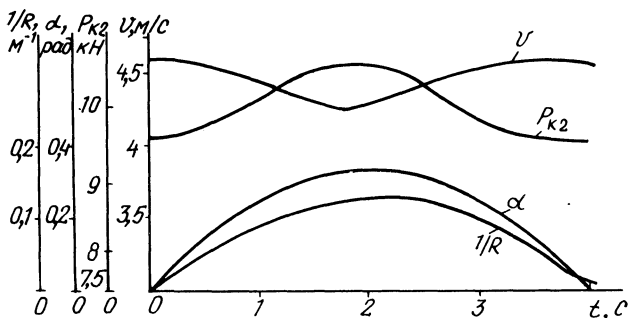


Рис. 3. Характеристики криволинейного движения трактора.

На рис. 3 показано изменение некоторых характеристик криволинейного движения колесного трактора класса 14 кН с крюковой нагрузкой, равной 8 кН. Результаты расчетов показывают, что для преодоления возросших внешних сопротивлений при криволинейном движении трактора система двигатель—трансмиссия—ведущие колеса—трактор увеличивает силу тяги ведущей оси примерно на 11% и соответственно уменьшает скорость движения на 8%.

Таким образом, система двигатель—трансмиссия—ведущие колеса—трактор без вмешательства водителя изменяет скорость движения и тяговое усилие ведущей оси в зависимости от изменения внешних эксплуатационных условий. Учет динамику этой системы при исследованиях криволинейного движения позволяет система уравнений (2), что приближает результаты теоретических исследований к реальным условиям движения тракторного агрегата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Атаманов Ю.Е., Будько В.В. Расчет буксования трактора при разработке систем автоматического управления. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 51–55.
2. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. — М., 1973, с. 280.
3. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. — Минск, 1977, ч. II, с. 384.
4. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. — М., 1972, с. 384.

**АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЯГОВО–СКОРОСТНЫМ
РЕЖИМОМ РАБОТЫ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ
МАШИНО ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ**

Применение почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатов (МТА) с тягово-инерционным приводом позволяет резко увеличить эффективность их работы преимущественно в тех условиях, где требуются большие тяговые усилия [1, 2]. При этом удается реализовать на рабочем органе усилия резания, в 1,5–2 раза превышающие силу тяги трактора. Однако эффективность работы МТА повысится, если взаимодействие трактора с рабочим органом будет согласовано с изменением свойств грунта.

В разработанной конструкции машины с тягово-инерционным приводом [3] предусмотрено автоматическое регулирование ее тягово-скоростных параметров и усилий воздействия рабочего органа на обрабатываемый грунт в зависимости от его свойств.

МТА (рис. 1,2) включает трактор-тягач 1, в заднем мосту 2 которого имеются центральная передача 13 и вал привода 12 бортредукторов движителя. Между ними установлен дифференциальный механизм 15, звено 14 которого кинематически связано с валом 12, а другое 16 – с валом гидронасоса 3. Рабочий орган 9, на котором установлен инерционный возбудитель 8 продольных по ходу МТА импульсов, соединен с навесной рамой 11 посредством параллелограммной подвески 6 и амортизатора 10, выполненного в виде горизонтально расположенного гидроцилиндра. Гидравлическая система включает гидронасос 3, гидроаккумулятор 4, дроссель 5 и гидромотор 7 привода инерционного возбудителя.

Автоматическое регулирование тяговой загрузки МТА в зависимости от свойств грунта осуществляется следующим образом. Рабочий орган под действием сил сопротивления грунта резанию будет отжиматься в сторону, противоположную движению МТА. При этом рабочий орган, а также связанная с ним гильза гидроамортизатора начнут перемещаться относительно поршня и вытеснять масло из штоковой полости в гидроаккумулятор. Усилие на штоке амортизатора при достижении определенного давления масла станет равным силе резания грунта рабочим органом. В этом случае сила сопротивления грунта резанию передается на трактор и заставит его замедлить свое движение.

Поэтому звено 14 дифференциала 15 снизит обороты вращения, что соответственно увеличит частоту вращения звена 16 и вала гидронасоса. Последний начнет подавать масло в гидроаккумулятор. Поршень гидроаккумулятора при определенном давлении поступающего в него масла передвинется и откроет проходное сечение дросселя. Тогда масло из гидронасоса устремится к

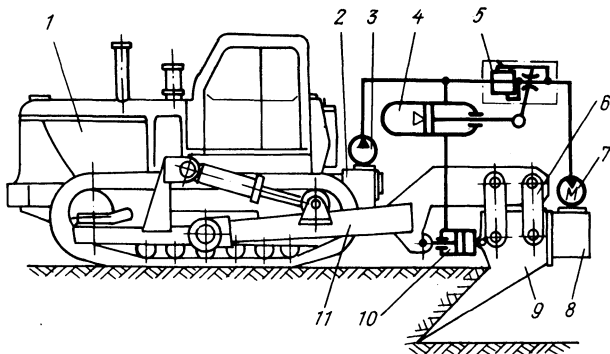


Рис. 1. Схема системы автоматического регулирования тягово-скоростным режимом МТА.

гидромотору и инерционный возбудитель начнет создавать продольные импульсы.

Рабочий орган под действием активного импульса, направленного по ходу движения МТА, будет перемещаться на параллелограммной подвеске и внедряться в грунт со скоростью, превышающей скорость поступательного движения трактора. Поэтому объем штоковой полости амортизатора будет увеличиваться. В этом случае туда поступает масло из гидроаккумулятора. Оно будет воздействовать, с одной стороны, на поршень и, следовательно, на трактор, а с другой — на торец гильзы амортизатора, т.е. на рабочий орган. При дальнейшем продвижении трактора его сила тяги передается посредством воздействия поршня амортизатора через поступающее в штоковую полость масло на гильзу, а следовательно, и на рабочий орган.

Таким образом происходит суммирование активного импульса и тягового усилия трактора.

Под действием реактивного импульса, направленного против хода движения МТА, рабочий орган посредством гильзы амортизатора будет сжимать масло в штоковой полости. Если давление масла в гидроаккумуляторе и, следовательно, в штоковой полости обеспечивает усилие на штоке амортизатора меньше, чем сила тяги трактора, а на гильзе — больше, чем реактивный импульс, то рабочий орган в этом случае не будет смещаться назад, а трактор продолжает двигаться дальше.

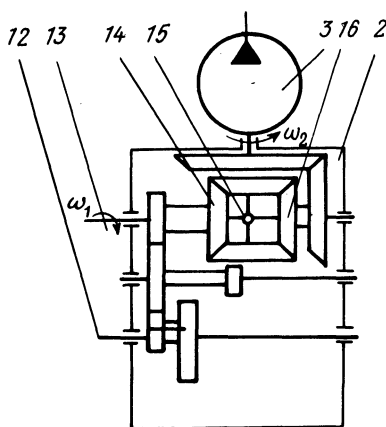


Рис. 2. Схема заднего моста трактора.

Под действием сжимающего усилия масло из штоковой полости будет вытесняться в гидроаккумулятор, повышая в нем потенциальную энергию сжатого газа. Далее, когда возбудитель начнет передавать активный импульс, цикл повторяется.

Следовательно, при неизменных свойствах грунта система привода автоматически настраивается на работу машины с постоянными по величине скоростью поступательного движения, силой тяги трактора и активным импульсом возбудителя, которые оптимальны для данных условий.

В случае изменения свойств грунта, например при увеличении плотности, амплитуда активного импульса будет мала для разрушения грунта. Поэтому рабочий орган остается на месте, а поршень амортизатора, двигаясь вместе с трактором, будет сжимать масло в штоковой полости. При давлении масла, соответствующем усилию на штоке, равному или большему силы тяги, трактор замедлит свое движение. Соответственно снизит обороты вращения звено 14, а звено 16 пропорционально увеличит частоту своего вращения. Так как гидронасос связан с звеном 16, то он начнет подавать в магистраль большой объем масла. Это приведет к увеличению частоты вращения гидромотора привода инерционного возбудителя, который будет подавать больший по амплитуде активный импульс. Под действием возросшего импульса рабочий орган начнет разрушать грунт и двигаться вперед. Далее цикл повторяется. Грунт низкой прочности возможно разрабатывать без подключения инерционного возбудителя. Поэтому при резком и значительном перемещении рабочего органа под действием импульса, способствующего увеличению объема штоковой полости, давление масла в гидроаккумуляторе упадет. Проходное сечение дросселя закроется, и гидромотор остановится. Вследствие того что магистраль заперта, гидронасос также остановится, а вместе с ним звено 16. Наоборот, частота вращения звена 14 возрастет, и трактор увеличит свою поступательную скорость.

Таким образом осуществляется автоматическое регулирование тягово-скоростной загрузки почвообрабатывающего МТА. Разработка плотных грунтов происходит с большими тяговыми усилиями и пониженной поступательной скоростью, а разработка менее прочных грунтов происходит с высокой поступательной скоростью без подключения инерционного возбудителя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б а л и ц к и й В.А. К обоснованию тягово-инерционного привода колесно-гусеничных машин. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 57–60. 2. А.с. 542797 (СССР). Землеройная машина/ В.В.К а ц ы г и н, А.Я.П е ц к о, Р.Л. Т у р е ц к и й и др. — Опубл. в Б.И., 1977, № 2. 3. А.с. 613027 (СССР). Землеройно-мелиоративная машина/ В.В.К а ц ы г и н, А.Я.П е ц к о, Р.Л.Т у р е ц к и й и др. — Опубл. в Б.И., 1978, № 24.

**НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ
НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА ОСЯХ ПРИЦЕПОВ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ
ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА**

Нормальные реакции на осях прицепов при торможении зависят от интенсивности торможения, моментов инерции, высоты центров тяжести, базы прицепов, упругих и демпфирующих характеристик подвесок и шин. В зависимости от сочетания указанных параметров характер нормальных реакций может быть статическим или колебательным.

Предполагая дорожное покрытие абсолютно ровным, рассмотрим изменение нормальных реакций под воздействием только горизонтальных сил (тормозных сил и усилий в тягово-сцепных устройствах).

На тракторных прицепах 2 ПТС–4 системы поддрессоривания симметричны относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести, и кроме того $l_1 l_2 = \rho^2$. Следовательно, вертикальные и угловые колебания остова происходят независимо друг от друга. В этом случае достаточно определить реакцию на одной оси, так как на другой реакция будет изменяться в противоположную сторону от положения статического равновесия по тому же закону.

Система дифференциальных уравнений для определения нормальной реакции на передней оси первого прицепа, как наиболее общая, имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} m_{\Pi} \ddot{z} + 2N_{\text{тр}} \text{sign}(\dot{z} - \dot{y}) + 2c_p(z - y) = -T_{\Pi} \frac{h_{\Pi}}{L_{\Pi}} + (F_T - F_{\Pi}) \frac{h_{\Pi} - h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}}; \\ m_{\Pi}' \ddot{y} - 2N_{\text{тр}} \text{sign}(\dot{z} - \dot{y}) - 2c_p(z - y) + 2k_{\text{ш}} \dot{y} + 2c_{\text{ш}} y = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_{Π} и m_{Π}' – поддрессоренная и неподдрессоренная массы прицепа; $N_{\text{тр}}$ – сила сухого трения рессоры; c_p – жесткость рессоры; $c_{\text{ш}}$ и $k_{\text{ш}}$ – жесткость и коэффициент демпфирования шины прицепа; T_{Π} – тормозная сила прицепа; h_{Π} – высота координаты центра тяжести прицепа; $h_{\text{сц}}$ – высота тягово-сцепного устройства; F_T и F_{Π} – усилия в тягово-сцепном устройстве трактора и прицепа; L_{Π} – база прицепа.

Для изучения влияния различных факторов на характер изменения вертикальных реакций на колесах прицепов при торможении необходимо совместно решить дифференциальные уравнения, описывающие колебания остова в продольной плоскости, взаимодействие звеньев поезда и процесс изменения тормозных сил.

Усилия в тягово-сцепных устройствах трактора и прицепов определяются следующими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} F_T(t) &= k_T(\dot{x}_T - \dot{x}_{\Pi 1}) + f_T(x_T - x_{\Pi 1}); \\ F_{\Pi}(t) &= k_{\Pi}(\dot{x}_{\Pi 1} - \dot{x}_{\Pi 2}) + f_{\Pi}(x_{\Pi 1} - x_{\Pi 2}), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где k_T и k_{Π} – коэффициенты демпфирования сцепных устройств трактора и прицепа; $f_T(x_T - x_{\Pi 1})$, $f_{\Pi}(x_{\Pi 1} - x_{\Pi 2})$ – нелинейные характеристики упругих элементов сцепных устройств трактора и прицепа.

Дифференциальные уравнения (1) описывают колебания динамической системы с двумя степенями свободы. Для оценки влияния тормозной силы на колебания системы необходимо знать обе частоты ее собственных колебаний, причем достаточно определить эти частоты без учета сил трения в системе.

Формула для определения частот собственных колебаний имеет вид [1]

$$\omega = \sqrt{\frac{2c_p(c_{ш} - c_p)m_{\Pi}}{m_{\Pi}m'_{\Pi}} \pm \sqrt{\frac{c_p + (c_{ш} + c_p)m_{\Pi}}{m_{\Pi}m'_{\Pi}} - \frac{4c_p c_{ш}}{m_{\Pi}m'_{\Pi}}}}$$

В результате расчетов установлено, что частота колебаний тормозной силы составляет $2 \cdot 10^{-1}$ с, а коэффициент динамичности не превышает 5%. Следовательно, тормозную силу с достаточной точностью можно определять по выражению

$$T_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}(t)}{r_{\Pi}},$$

где $M_{\Pi}(t)$ – суммарный тормозной момент на колесах прицепа; r_{Π} – радиус качения колеса прицепа.

Анализ результатов, полученных при моделировании движения тракторного поезда (МТЗ–80+2ПТС–4+2ПТС–4), показывает (рис. 1), что изменение нормальной реакции на передней оси прицепа начинается сразу же после приложения тормозной силы, а рессора деформируется с некоторым запаздыванием. Деформация рессоры происходит после того, как сила, обусловленная деформацией шины, превзойдет силу трения в рессоре.

Амплитуды колебаний реакций и деформации рессоры со временем убывают, причем колебания на рессорах прекращаются раньше, чем на шинах. Величина амплитуды колебаний деформации рессор уменьшается с увеличением времени нарастания тормозной силы и при $t_H \geq 0,4$ с колебаний не наблюдается, а на шинах при заблокированных рессорах колебания происходят до $t_H = 0,7$ с.

На прицепе точка сцепки расположена на значительном расстоянии от центра тяжести и поэтому усилия в тягово-сцепных устройствах необходимо учитывать при определении нормальных реакций на колесах прицепов [2]. Первые пики усилий в тягово-сцепных устройствах, возникающие вследствие несинхронного торможения звеньев тракторного поезда, оказывают в основном

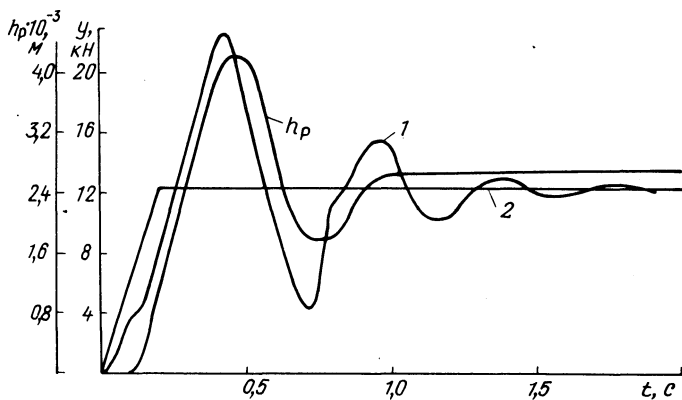


Рис. 1. Характер изменения нормальной реакции и прогиба рессоры:
1 — динамическое изменение; 2 — статическое изменение.

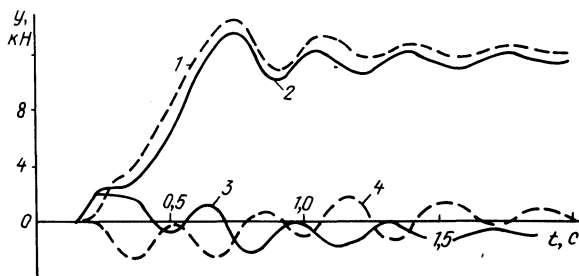


Рис. 2. Изменение нормальной реакции на передней оси прицепа под действием:
1 — тормозной силы; 2 — тормозной силы и усилия в сцепках;
3 — усилия в сцепке трактора; 4 — усилия в сцепке между прицепами.

влияние на высокочастотные колебания реакций. При достижении максимального значения тормозных сил усилие в сцепке трактора уменьшает нормальную реакцию на передней оси, а усилие в сцепке между прицепами ее увеличивает (рис. 2). Колебание реакции, вызванное воздействием на прицеп каждого из усилий, происходит в противофазе с частотой, близкой к низшей частоте собственных колебаний системы. Поэтому характер колебания реакции под воздействием усилий в сцепках практически не изменяется, а амплитуды колебаний различаются не больше, чем в установившейся фазе торможения.

При торможении трактора с одним прицепом усилия в тягово-сцепном устройстве влияют только на высокочастотные колебания нормальной реакции на передней оси прицепа в начальный период торможения. В установившейся фазе торможения происходит смещение положения статического равновесия нормальной реакции.

Колебания усилия в сцепке не оказывают заметного влияния на изменение нормальной реакции, так как частота их примерно в два раза ниже частоты колебаний реакции.

В процессе дорожных испытаний тракторного поезда, состоящего из трактора МТЗ—80 и прицепа 2ПТС—4, нормальные реакции на осях прицепа непосредственно не замерялись. Оценка характера изменения реакций производилась по прогибу рессор подвески h_p и по угловым колебаниям остова прицепа ψ_{II} . Полученные осциллограммы (фрагмент приведен на рис. 3) показывают, что вследствие больших сил сухого трения деформация рессор происходит по аperiodическому закону. После блокировки рессор возникают угловые колебания прицепа на шинах.

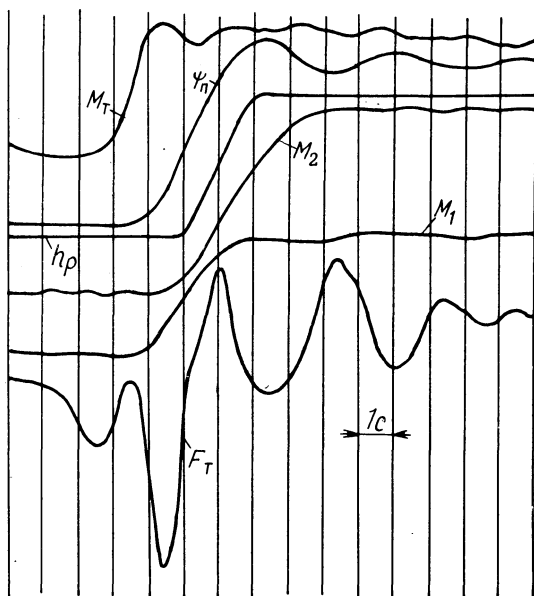


Рис. 3. Осциллограмма процесса торможения тракторного поезда.

При движении тракторного поезда по асфальтовой дороге угловых колебаний остова прицепа не наблюдалось. Нарастание тормозных моментов M_2 и M_3 на передней и задней осях прицепа вызывает угловое перемещение остова. Причем в начальный период торможения пиковые колебания усилия в тягово-сцепном устройстве, возникающие в результате несинхронного нарастания тормозных моментов трактора M_T и прицепа $M_{II} = M_2 + M_3$, не влияют на прогиб рессоры и угловые колебания прицепа.

Анализируя результаты теоретических и экспериментальных исследований, можно сделать вывод о том, что характер переходного процесса изменения

нормальных реакций на колесах прицепа определяется главным образом темпом нарастания тормозных моментов и параметрами колебательной системы. Усилия в сцепках вызывают смещения нового положения равновесия, около которого происходит колебание реакций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яблонский А.А., Нарейко С.С. Курс теории колебаний. — М., 1975. — 248 с.
2. Богдан Н.В., Грибко Г.П., Рахлей И.С. Определение реакций на осях тракторного презда при торможении. — В сб.: Автотракторостроение: Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып. 9, с. 85–91.

УДК 631.372.012.5

В.П.Бойков, А.М.Кривицкий

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРНЫХ ШИН В ДОРОЖНО-ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ

Один из эффективных методов комплексного улучшения эксплуатационных свойств колесных тракторов — автоматизация управления приводом ходовой системы. В этой системе эластичное колесо выступает в роли передаточного механизма, зависимость силовых и кинематических параметров которого существенно влияет на нагруженность узлов и механизмов привода, а также на КПД трактора. Характер этих зависимостей определяется конструктивными параметрами колеса и физико-механическими свойствами грунта. Поэтому при проектировании автоматизированных систем управления приводом это обстоятельство необходимо учитывать. Однако на сегодняшний день экспериментальных и теоретических исследований указанных параметров тракторных шин выполнено недостаточно.

В данной работе предложена методика определения силовых и кинематических параметров тракторных шин в дорожно-полевых условиях.

Определение указанных характеристик путем непосредственных испытаний трактора связано с некоторыми трудностями, в частности, это необходимость учета сопротивления качению ведомых колес, перераспределение нагрузок между осями при изменении толкающего усилия и крутящего момента, а также сложность замера толкающего усилия и сопротивления движению при большом диапазоне изменения вертикальных нагрузок.

Существует целый ряд различных установок, позволяющих исследовать эксплуатационные показатели одиночного колеса при заданных условиях. С учетом анализа их конструкции, а также используя опыт эксплуатации дорожно-полевой установки, спроектированной на кафедре "Тракторы" БПИ, была разработана ее усовершенствованная конструкция (рис. 1, а), обеспечивающая

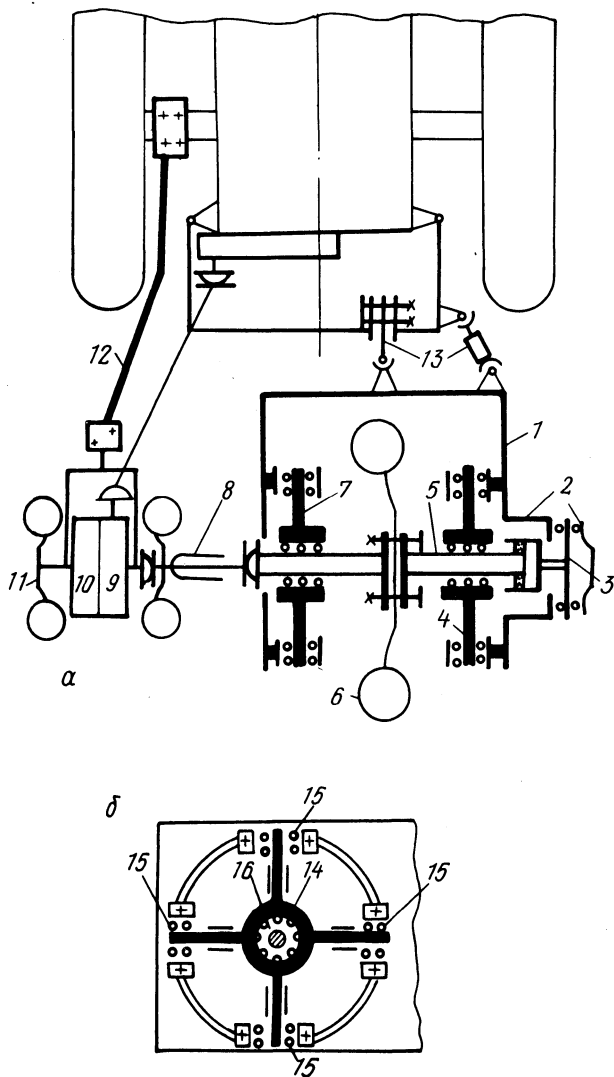


Рис. 1. Схема установки для дорожно-полевых исследований тракторных шин.

испытание передних и задних колес трактора кл. 14–20 кН в ведущем, ведомом и тормозном режимах.

Установка представляет собой жесткую рамную конструкцию 1 с механизмами для задания углов увода и развала 13, редуктора 9, тормоза 10, опор 4 и 7 - тупицы 5 с испытуемым колесом 6. В отличие от конструкции первого

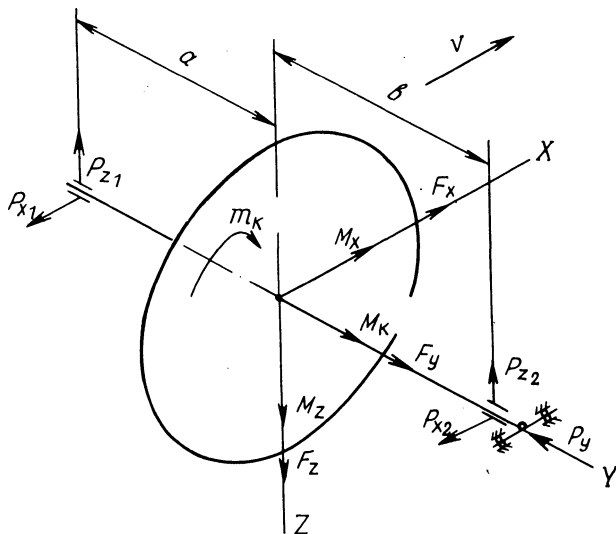


Рис. 2. Схема сил и моментов, действующих на колесо и измеряемых в опорах.

варианта установки, описание которой приведено в работе [1], редуктор и тормоз вынесены за раму и установлены на тележке 11, буксируемой тягачом при помощи кронштейна 2. В зависимости от режима испытаний крутящий или тормозной моменты подводятся к колесу через карданную передачу 8. Таким образом, рама установки освобождается от действия реактивных сил, создаваемых тормозом и редуктором и тем самым не влияет на измеряемые параметры. Основным элементом каждой опоры является крестовина 14 (рис. 1, б), установленная в многорядных шарикоподшипниках 15. Тензодатчики вертикальных шипов крестовины реагируют на деформацию изгиба от горизонтальной составляющей силы, а горизонтальных — от вертикальной. Воздействие осевых составляющих нагрузок устраняется многорядными шарикоподшипниками 16. От осевых перемещений колесо удерживается тензобалкой 3 (рис. 1, а), закрепленной в корпусе 2. Схема сил, действующих на колесо и измеряемых в опорах, приведена на рис. 2.

Их связь можно представить следующими выражениями:

$$F_x = P_{x1} + P_{x2}; \quad F_y = P_y; \quad F_z = P_{z1} + P_{z2}; \quad M_x = aP_{z1} - bP_{z2};$$

$$M_y = M_k; \quad M_z = aP_{x1} - bP_{x2}.$$

Нагружение колеса вертикальной нагрузкой осуществляется гидравлической системой трактора. С помощью той же системы производится подъем и перевод установки в транспортное положение.

Буксование или скольжение испытуемого колеса достигается использованием в ведущем режиме независимого вала отбора мощности. При этом колесо совершает постоянное число оборотов, а в трансмиссии трактора устанавливаются различные передаточные числа путем переключения передач. Тем самым достигается кинематическое несоответствие скоростей испытуемого колеса и трактора. Это дает возможность проводить испытания без применения специальных нагрузочных устройств.

Замер силовых и кинематических параметров проводится с помощью тензоизмерительной аппаратуры. В качестве датчиков используются резисторные преобразователи. Кинематические параметры качения колеса (углы установки колеса, обороты и т.п.) замеряются с помощью реостатных преобразователей, силовые параметры (силы, моменты) — тензорезисторами.

В процессе испытаний регистрируются следующие параметры качения колеса: угол поворота δ ; число оборотов испытуемого колеса — n_k ; число оборотов путеизмерительного колеса — n_5 ; боковая реакция — P_y ; продольная реакция в правой и левой опорах — P_{x_2}, P_{x_1} ; нормальная реакция в правой и левой опорах — P_{z_2}, P_{z_1} ; крутящий (тормозной) момент колеса — $M_k (M_T)$.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Б о й к о в В.П. Методика проведения дорожно-полевых исследований бокового увода тракторных шин. — В сб.: Автотракторостроение: Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып. 9, с.96–99.

УДК 629.113.2–587

В.В.Ванцевич, Л.С.Израилевич,
А.Х.Лефаров

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ САМОБЛОКИРУЮЩИХСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ПЕРЕДНИХ ВЕДУЩИХ МОСТОВ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" МТЗ–52/82

Как показывают исследования и опыт эксплуатации тракторов МТЗ–52/82, Т–150К и др., блокирующие свойства дифференциалов повышенного трения снижаются в течение периода работы трактора. Поэтому одним из требований, предъявляемых к этим механизмам, является обеспечение стабильности блокирующих свойств в процессе эксплуатации. Выполнение этого условия сохранит высокие тягово-сцепные свойства тракторов на время всего срока их службы.

Блокирующие свойства дифференциалов повышенного трения принято характеризовать коэффициентом блокировки K_D , представляющим собой отношение μ на выходных валах механизма при их относительном вращении.

Значение K_D определяется геометрическим параметром дифференциала Π и коэффициентом трения μ [1].

Как показывают исследования в области трения скольжения [2] и натурные испытания дифференциалов [3], на величину μ влияет материал трущихся поверхностей, смазка, нагрузка, скорость скольжения, наработка и др.

В настоящей статье приведены результаты стендовых и эксплуатационных испытаний самоблокирующихся дифференциалов тракторов МТЗ-52/82 по определению влияния некоторых из перечисленных факторов на величину и стабильность K_D , а также симметричность их блокирующих свойств. Исследовались дифференциалы с наработкой до 7100 ч с тремя парами трения фрикционных муфт и углом пазов корпуса 55° , у которых суммарная неперпендикулярность осей сателлитов составляла не более 0,1 мм и разность толщин пакетов дисков муфт трения 0,3 мм. Материалы пар трения были следующие: сталь — сталь (серийные диски), сталь — металлокерамика МК-5, сталь—бронза. Дифференциалы устанавливались на тракторы, которые работали в обычных эксплуатационных условиях в колхозах — опорных испытательных пунктах МТЗ. Примерно после каждой 1000 ч работы на стенде определялись коэффициенты блокировки дифференциалов. При этом механизмы не подвергались разборке с тем, чтобы не нарушить комплектность приработанных поверхностей всех их звеньев. K_D на стенде определялся следующим образом. Одна из полуосевых шестерен дифференциала затормаживалась полностью, а другая нагружалась тормозным моментом ступенчато. Крутящие моменты на полуосях определялись методами тензометрирования. По отношению полученных значений моментов находилась величина K_D .

Результаты испытаний приведены на рис. 1. Как видно из рисунка, K_D испытуемых дифференциалов уменьшаются с ростом наработки. Первые экспериментальные точки трех кривых соответствуют значениям K_D , определенным после 60-часовой обкатки дифференциалов на тракторе. Эти значения выше

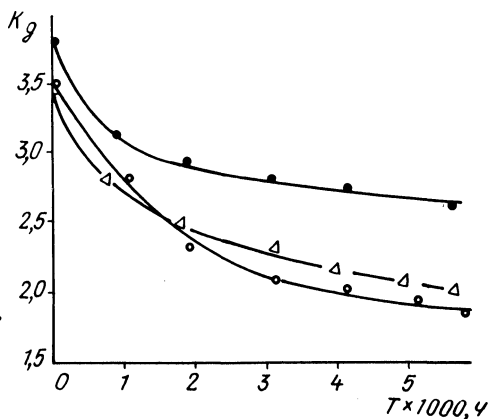


Рис. 1. Экспериментальная зависимость K_D от наработки T для дифференциалов с парами трения: ● — сталь — металлокерамика; ○ — сталь — бронза; Δ — сталь — сталь.

расчетного $K_D = 2,6$ при $\mu = 0,1$ и $\Pi = 4,44$, что объясняется зависимостью μ от перечисленных выше факторов. Уменьшение K_D с наработкой можно объяснить приработкой дисков, а также следующим. В процессе работы дифференциалов изнашиваются трущиеся поверхности фрикционных муфт. При этом часть продуктов износа остается в зоне трения. Наличие их снижает коэффициент трения, внося элемент качения в относительное скольжение дисков. При разборке и осмотре испытуемых дифференциалов на дисках было обнаружено значительное количество продуктов износа. После промывки дифференциалов их K_D и μ увеличивались. Указанное отмечалось также при испытаниях и эксплуатации тракторов Т-150К на ХТЗ.

Из рис. 1 следует, что самый стабильный K_D у дифференциала, фрикционные муфты которого содержат пары трения сталь-металлокерамика. Коэффициент блокировки этого дифференциала после 5750 ч работы уменьшился в 1,45 раза по сравнению со своим начальным значением, а у дифференциалов с серийными стальными дисками и парами трения сталь-бронза K_D снизились соответственно в 1,7 и 1,84 раза. Кроме того, экстраполяция кривых показывает, что интенсивность снижения K_D с дальнейшей наработкой меньше у дифференциала, муфты трения которого содержат металлокерамику.

Одновременно изучалась симметричность блокирующих свойств серийно выпускаемых дифференциалов, для чего с ремонтных предприятий Госкомсельхозтехники БССР было получено три механизма с большой наработкой. Результаты этих исследований представлены на рис. 2. Дифференциалы с наработкой 5800 и 6200 ч показали удовлетворительную симметричность блокирующих свойств: коэффициент несимметричности [4] не превысил 1,25. В то время как у дифференциала с наработкой 7100 ч блокирующие свойства резко несимметричны. Это объясняется тем, что первые два механизма были выпущены после внедрения в производство на МТЗ технологии изготовления коробок дифференциала [4], обеспечивающей оптимальную перпендикулярность пазов корпуса под оси сателлитов, повышенное значение которой вызывает несимметричность блокирующих свойств дифференциалов такого типа [1].

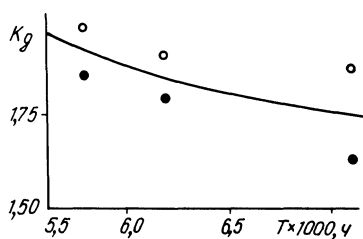


Рис. 2. K_D серийных дифференциалов при заторможенной левой полуоси — о и правой полуоси — •.

При разборке механизма с наработкой 7100 ч на рабочих поверхностях пазов корпуса обнаружены износы глубиной до 0,5 мм, а на поверхности трения внутреннего торца корпуса — концентричные канавки глубиной до 1 мм. На трущейся с корпусом стороне диска видны прихваты металла цвета побе-

жалости. Это объясняется чрезмерными удельными давлениями, вызванными несимметричностью осевых усилий механизма.

Из рис. 2 также видно, что с увеличением наработки K_D снижается.

Остальные звенья дифференциалов в хорошем состоянии. Отсутствуют задиры, износы и наклепы на внутренних и наружных цилиндрических шейках, сферических торцах сателлитов и их осей, на плоскостях призм осей сателлитов.

Таким образом, испытания показали снижение блокирующих свойств дифференциалов по мере наработки из-за износов их деталей. Устранение этого недостатка возможно путем снижения удельных давлений на дисках и пазах корпуса. Последнее, в частности, можно достигнуть уменьшением угла пазов, а также подбором более износостойких фрикционных материалов, например металлокерамики. Следует также стремиться к усилению циркуляции смазки внутри фрикционных муфт с целью удаления из них продуктов износа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. — М., 1972, с. 147.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. — М., 1968, с. 480.
3. Степанюк П.Н. Исследование блокирующих свойств межколесного дифференциала повышенного трения. — Тракторы и сельхозмашины, 1971, № 4, с. 19–21.
4. Степанюк П.Н., Израилевич Л.С. Исследование симметричности блокирующих свойств межколесного дифференциала повышенного трения с дисковыми фрикционными муфтами. — Тракторы и сельхозмашины, 1979, № 2, с. 12–14.

УДК 629.113.3 – 592

Г.П.Грибко, А.И.Скуртул

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ НЕСИНХРОННОСТИ СРАБАТЫВАНИЯ ТОРМОЗОВ ЗВЕНЬЕВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Один из факторов, влияющих на устойчивость движения тракторного поезда — усилие в тягово-сцепном устройстве. Многочисленными исследованиями установлено, что устойчивость движения поезда повышается при наличии в сцепке растягивающих усилий в процессе всего торможения. Между тем при экстренном торможении поезда в составе трактора класса 14 кН и двухосного прицепа в сцепном устройстве в начальной фазе действуют усилия сжатия [1]. Причина, вызывающая указанное явление, заключается в опережающем по отношению к прицепу срабатывании тормозов трактора.

Исключить сжимающие усилия в сцепке можно при согласованной работе тормозных систем звеньев поезда. В настоящее время известен пневматический привод тормозов тягача, позволяющий автоматически обеспечивать ус-

тановленную величину несинхронности срабатывания тормозных систем звеньев поезда [2]. Достигается это благодаря применению в названном приводе автоматически регулируемого дросселя, управляющая полость которого связана с соединительной магистралью прицепа. В силу этого время наполнения тормозных камер тягача оказывается зависимым от времени срабатывания тормозной системы прицепа.

Поскольку необходимая величина несинхронности при использовании указанного привода достигается за счет увеличения времени срабатывания тормозной системы тягача, определять ее необходимо из условий выполнения нормативных требований как по безопасности движения, так и эффективности торможения. При этом следует иметь в виду, что тормозная система, будучи основным средством активной безопасности тракторного поезда, должна обеспечивать устойчивое движение последнего при торможении в ситуациях, характеризующихся интенсивным заносом и складыванием поезда. К числу таких ситуаций относятся случаи торможения поезда с неработающим тормозным механизмом одной из его осей. С помощью математической модели движения двухзвенного тракторного поезда было исследовано поведение последнего в составе трактора класса 14 кН и прицепа 2ПТС-6 при торможении в указанных ситуациях. Некоторые результаты расчета, представленные на рис. 1, свидетельствуют о том, что в случае торможения с одним неработающим тормозным механизмом задней оси трактора поезд находится в пределах нормативной полосы движения ($3,5 \text{ м}$ [3]) при несинхронности Δt_c , не превышающей $0,15 \text{ с}$.

Выход из строя тормозного механизма передней оси прицепа вызывает значительные отклонения поезда от заданного направления движения, причем при $\Delta t_c < 0,05 \text{ с}$ максимальные смещения поезда остаются практически постоянными и превышают нормативное значение на 3%. Интенсивный занос и складывание поезда, происходящие в этом случае, вызваны тем, что к поворотной системе прицепа, обладающей относительно небольшими моментом инерции и трением в поворотном круге, приложен значительный разворачивающий момент и, кроме того, задние колеса трактора, будучи заблокированными, не воспринимают боковую нагрузку. Однако снижение эффективности работы тормозной системы трактора на 20%, в результате чего колеса последнего оказываются разблокированными, при $\Delta t_c \leq 0,05 \text{ с}$ положительного эффекта практически не дает. Дальнейшее снижение тормозных моментов на задней оси трактора нецелесообразно в связи с уменьшением эффективности торможения всего поезда.

Наименьшую опасность с точки зрения устойчивости движения поезда представляет выход из строя тормозного механизма задней оси прицепа. В этом случае тракторный поезд находится в пределах нормативной полосы движения при любом значении несинхронности срабатывания из принятого для расчета диапазона, причем изменение Δt_c практически не влияет на максимальное отклонение поезда.

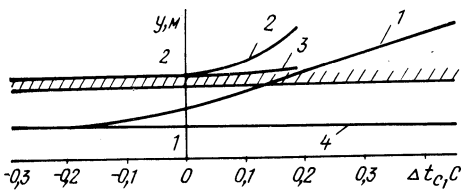


Рис. 1. Максимальные отклонения поезда в зависимости от несинхронности срабатывания тормозов звеньев в случае одного неработающего тормозного механизма на: 1 — задней оси трактора; 2 — передней оси прицепа; 3 — передней оси прицепа и при снижении эффективности работы тормозов трактора на 20%; 4 — задней оси прицепа.

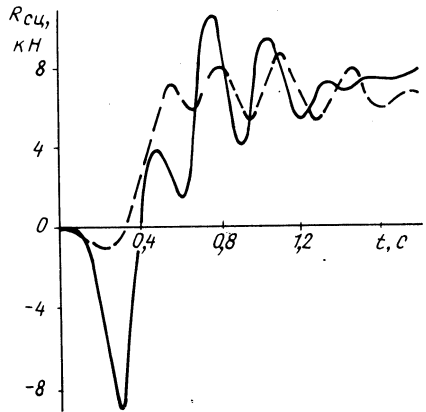


Рис. 2. Зависимость изменения усилия в сцепном устройстве поезда при торможении: — $\Delta t_c = 0,35$ с; --- $\Delta t_c = 0,05$ с.

Таким образом, полученные результаты показывают, что требования по безопасности движения тракторного поезда выполняются в том случае, если $\Delta t_c \leq 0,05$ с. При этом сжимающие усилия в сцепке практически отсутствуют (рис. 2). В то же время эффективность торможения тракторного поезда рассматриваемого состава снижается весьма незначительно. Так, при торможении с начальной скоростью $v_0 = 6,95$ м/с и $\Delta t_c = 0,35$ с (что наблюдается в случае отсутствия автоматически регулируемого дросселя) тормозной путь не превышает 7,3 м, при $\Delta t_c = 0,05$ с — 7,5 м.

На основе сказанного можно заключить, что допустимую величину Δt_c необходимо определять из условий обеспечения устойчивого движения поезда при торможении в ситуациях, характеризующихся интенсивным заносом и складыванием последнего.

Устойчивое движение поезда в составе трактора класса 14 кН и прицепа 2ПТС-6 в процессе торможения в пределах нормативной полосы движения (3,5 м) обеспечивается при увеличении времени срабатывания тормозной системы трактора до значения, меньшего времени срабатывания тормозов прицепа не более чем на 0,05 с.

ЛИТЕРАТУРА

1. Экспериментальные исследования тракторных поездов с различным приводом тормозов прицепа/Н.В.Богдан, Г.П.Грибко, А.И.Скуртул, Г.Совуль. — В сб.: Машины и технология торфяного производства. Минск, 1978, вып. 8. с.18–22.
2. А.с. 612841 (СССР). Пневматический привод тормозов тягача /А.М.Расолько, Г.П.Грибко, Ю.И.Марков и др. — Оpubл. в Б.И., 1978, № 24. З. ОСТ 37.001.016–70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытания. — М.: Минавтопром, 1973.

Ю.М.Жуковский, А.М.Расолько, А.И.Скуртул

ОБЕСПЕЧЕНИЕ СИНХРОННОГО ТОРМОЖЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Тормозная система трактора с механическим приводом тормозных механизмов, кроме неудовлетворительного следящего действия и неравномерного распределения суммарной тормозной силы по бортам, не позволяет обеспечить синхронное торможение звеньев при эксплуатации трактора в составе поезда. Последнее обстоятельство объясняется тем, что время срабатывания механического тормозного привода трактора меньше, чем время срабатывания пневматического тормозного привода прицепа. В результате в процессе экстренного торможения имеет место набегание прицепа на трактор, приводящее к появлению в сцепном устройстве больших усилий сжатия, снижающих устойчивость движения.

Для исключения вышеуказанных негативных явлений разработана пневматическая тормозная система трактора (рис. 1), содержащая такие оригинальные узлы, как дисковые тормозные механизмы прямого действия с пневматическим приводом и автоматически регулируемый дроссель [1].

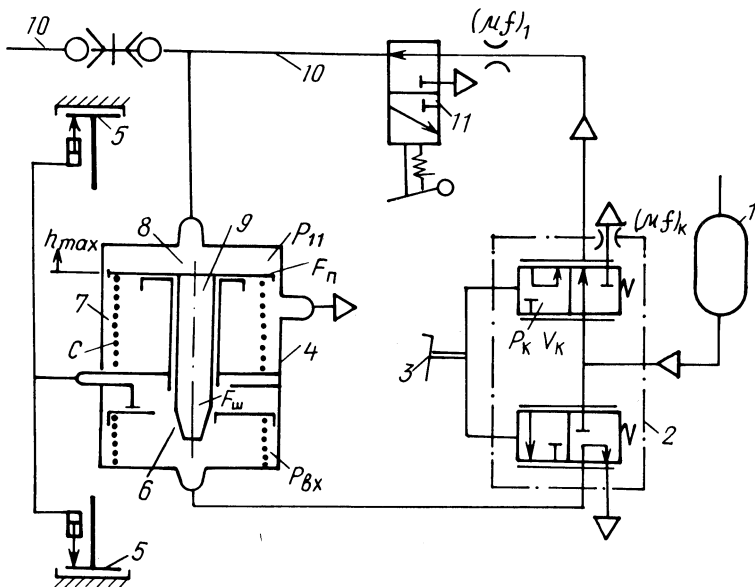


Рис. 1. Схема опытной тормозной системы трактора МТЗ-80:

- 1 – ресивер; 2 – кран управления; 3 – тормозная педаль; 4 – дроссель;
- 5 – дисковые тормозные механизмы; 6 – проходное отверстие дросселя;
- 7 – пружина; 8 – управляющая полость дросселя; 9 – игла; 10 – соединительная магистраль прицепа; 11 – разобщительный кран.

С целью оптимизации конструктивных параметров пневматического тормозного привода трактора составлены расчетная схема и математическая модель, описывающая динамику его отдельных звеньев: регулируемого дросселя, тормозного крана, соединительных трубопроводов и т.д. В частности, дифференциальные уравнения, отражающие процесс опоражнивания управляющей полости 8 (см. рис. 1) дросселя при экстренном торможении трактора, составленные с использованием гиперболической функции расхода [2], имеют вид:

$$\begin{aligned} (V_{11} + F_{\Pi} h_T) \dot{p}_{11} + F_{\Pi} p_{11} \dot{h}_T &= (\mu f)_1 E p_{11} \frac{p_{11} - p_K}{V p_{11} - p_K}; \\ \dot{p}_K &= -\frac{E}{V_K} \left[(\mu f)_1 p_{11} \frac{p_{11} - p_K}{V p_{11} - p_K} - (\mu f)_K p_K \frac{p_K - p_{\text{атм}}}{V p_K - p_{\text{атм}}} \right], \end{aligned} \quad (1)$$

где V_{11} , V_K – объемы; F_{Π} , h_T – площадь и текущее перемещение штока; p_{11} , p_K , $p_{\text{атм}}$ – давления воздуха; $(\mu f)_1$, $(\mu f)_K$ – пропускные способности магистрали и тормозного крана; E , V – константы.

Время срабатывания тормозов трактора изменяется за счет автоматического регулирования проходного сечения дросселя, зависящего от текущего перемещения его штока, которое определяется из баланса действующих сил.

Для однопроводного тормозного привода переменную пропускную способность дросселя можно определить следующим образом:

$$(\mu f)_D = \frac{(\mu f)_{D \max}}{h_{\max}} (h_{\max} - h_T), \quad (2)$$

где $(\mu f)_{D \max}$ – максимальная пропускная способность дросселя; h_{\max} – ход штока, при котором достигается $(\mu f)_{D \max}$; $F_{\text{ш}}$ – площадь нижней части штока; C – жесткость следящей пружины; $h_T = \frac{p_{11} F_{\Pi} - p_{\text{вх}} F_{\text{ш}}}{C}$; $p_{\text{вх}}$ – давление воздуха в полости дросселя.

Из уравнения (2) следует, что $(\mu f)_D$ зависит от соотношения давлений в полостях дросселя, которые определяются расчетным путем.

По изложенной методике проведены теоретические исследования, позволившие определить оптимальные конструктивные параметры дросселя – жесткость следящей пружины и соотношение площадей $F_{\text{ш}}$ и F_{Π} , а также место установки дросселя. При определении оптимальной жесткости пружины было выявлено, что при $C = (68-73) \cdot 10^4$ пневматическая тормозная система тракторного поезда в составе МТЗ–80 с одним и двумя прицепами удовлетворяет требованиям синхронности срабатывания, находящейся в пределах 0–0,1 с.

Для экспериментальной проверки теоретических исследований и оценки влияния дросселя на устойчивость движения тракторного поезда при тормо-

жении был изготовлен макетный образец опытной тормозной системы. Он был установлен на трактор МТЗ-80 и подвергнут всесторонним испытаниям. Трактор агрегатировался с прицепом 2-ПТС-6 модели ГКБ-8526. Сравнение экспериментальных и расчетных данных (рис. 2) показывает их удовлетворительное совпадение (погрешность по давлению в начальной фазе переходного процесса составляет 10-15%, в конечной фазе - 4-7%), что свидетельствует о корректности теоретических исследований.

Анализ результатов исследований свидетельствует о том, что разработанная тормозная система обеспечивает синхронное торможение звеньев поезда. Так, при агрегатировании трактора с одним и двумя прицепами время срабатывания тормозов тягача составляет соответственно 0,71 (рис. 2) и 0,83 с и практически не отличается от времени срабатывания тормозов прицепа как в первом, так и во втором случаях, что в свою очередь приводит к качественному изменению характера взаимодействия звеньев поезда (рис. 3). При торможении трактора с механической тормозной системой в составе поезда в сцепном устройстве возникают усилия сжатия, достигающие в начальный момент 12 кН и более и способствующие заносу и складыванию звеньев. Применение пневматического привода к тормозам трактора позволяет снизить усилия сжатия до 9 кН. Однако наилучшие результаты достигаются при установке в тормозную систему автоматически регулируемого дросселя. В этом случае в сцепном устройстве в процессе всего торможения действуют усилия растяжения, способствующие повышению устойчивости движения тракторного поезда. Это подтверждается результатами, полученными при изучении движения поезда в условиях неравномерной работы тормозных механизмов трактора (табл. 1), создававшейся искусственно и характеризовавшейся отношением давлений в левой и правой тормозных камерах ($p_{л}/p_{пр}$). Торможение осуществлялось на дороге с сухим асфальтовым покрытием с начальной скоростью движения 6,9 м/с.

Таблица 1

Боковое и угловое отклонения трактора при неравномерной работе тормозных механизмов

$p_{л}/p_{пр}$	С дросселем		Без дросселя	
	Боковое смещение трактора, м	Угловое отклонение остова трактора	Боковое смещение трактора, м	Угловое отклонение остова трактора
0,8	0,20	2°30'	0,27	5°50'
0,5	0,28	3°45'	0,32	6°40'
0,17	0,40	8°20'	0,60	11°27'

Рис. 2. Динамические характеристики тормозного привода:

1 — одиночный трактор; 2 — трактор в составе поезда; 3, 4 — передняя и задняя оси прицепа; 5 — соединительная магистраль прицепа; — экспериментальные зависимости; --- расчетные зависимости.

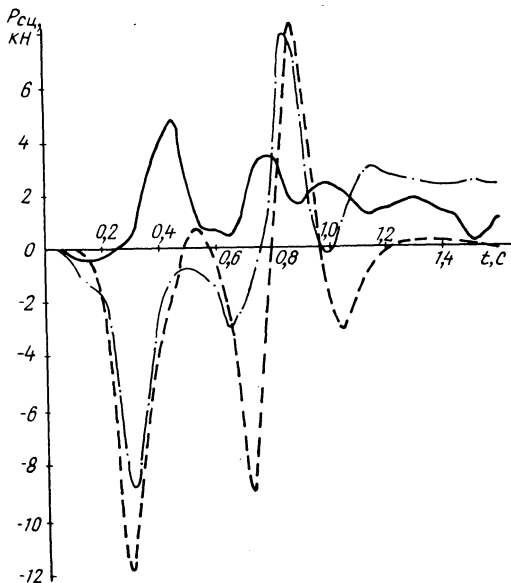
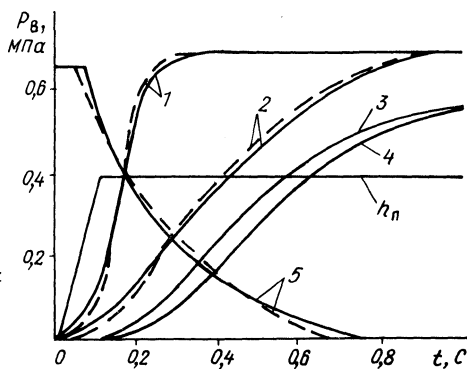


Рис. 3. Оциллограммы усилий в сцепном устройстве при торможении двухзвенного тракторного поезда:

— пневматический привод с дросселем; — . — пневматический привод без дросселя; - - - механический привод тормозных механизмов трактора.

Как показали экспериментальные исследования, опытная тормозная система по эффективности действия не уступает серийной. Установившееся замедление двухзвенного тракторного поезда составляет $4,6-4,9 \text{ м/с}^2$ независимо от того, какой тормозной системой оборудован трактор. Тормозные пути при этом не превышают величин, установленных нормативными документами [3].

Таким образом, применение разработанной тормозной системы трактора обеспечивает синхронное торможение звеньев поезда, способствуя тем самым повышению устойчивости его движения. Ее использование целесообразно при условии существенного превышения веса прицепного состава над весом тягача.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 612841 (СССР). Пневматический привод тормозов тягача/А.М.Расолько, Г.П.Грибко, Ю.И.Марков и др. — Оpubл. в Б.И., 1978, № 24. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. — В сб.: Автотракторостроение: Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып. 9, с. 42–50. 3. ГОСТ 10000–75. Прицепы и полуприцепы тракторные: Общие технические требования. — М., 1975.

УДК 631.372–78

П.В.Зеленый, В.В.Яцкевич, В.П.Зарецкий

О ВЛИЯНИИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ КРУТОСКЛОННОГО ТРАКТОРА НА ЕГО КУРСОВУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ

Особенностью крутосклонного трактора, содержащего систему автоматической стабилизации с поворотными бортовыми редукторами, является изменение расстояния между следами задних колес в функции угла склона при постоянстве поперечной базы (рис. 1, 2), т.е.

$$\pm \Delta S = B(\sec \alpha_{\max} - \sec \alpha_{\min}), \quad (1)$$

где B — поперечная база трактора; α_{\max} и α_{\min} — углы наклона поверхности движения.

Изменение расстояния между следами колес — одна из причин их скольжения по опорной поверхности в поперечной плоскости. Этому препятствуют силы трения шины о почву, величина которых определяется нормальной ре-

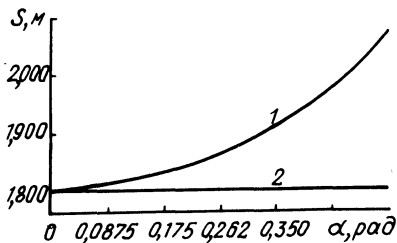


Рис. 1. Зависимость колеи крутосклонного трактора в функции угла склона:
1 и 2 — соответственно при постоянной и переменной поперечных базах.

акцией на колесо со стороны склона и коэффициентом трения контактирующих тел (шины и грунта). Поскольку остов и ходовая часть трактора всегда стабилизированы в вертикальной плоскости, справедливо допущение, что нормальные реакции и вследствие этого силы трения под выше и ниже расположенными по склону колесами равны. Однако перемещение колеса вверх по склону требует больших затрат мощности, чем в обратном направлении. В первом случае механизму выравнивания, кроме сил трения, дополнительно необходимо преодолеть боковую составляющую вертикальной нагрузки на колесо, направленную всегда вниз по склону, в то время как во втором — эта сила способствует перемещению колеса, имея с ним одно направление (рис. 2):

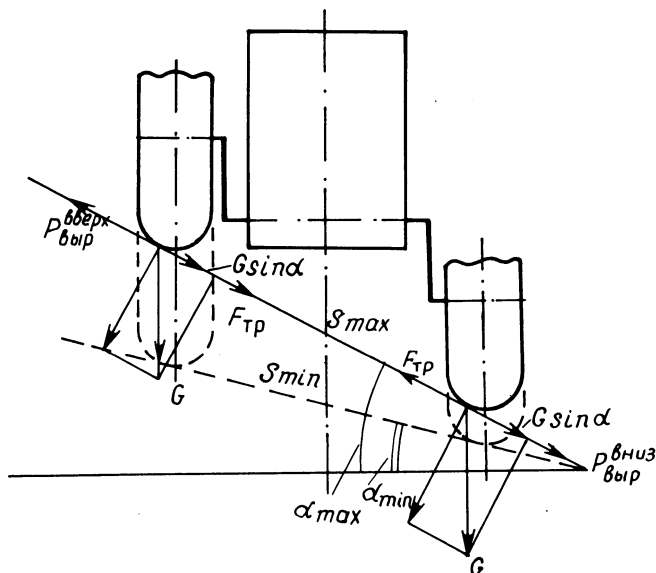


Рис. 2. Силы, действующие на колеса заднего моста крутосклонного трактора в процессе стабилизации при увеличении угла склона.

$$P_{\text{выр}}^{\text{вверх}} = F_{\text{тр}} + G \sin \alpha; \quad (2)$$

$$P_{\text{выр}}^{\text{вниз}} = F_{\text{тр}} + G \sin \alpha, \quad (3)$$

где $P_{\text{выр}}^{\text{вверх}}$, $P_{\text{выр}}^{\text{вниз}}$ — соответственно силы выравнивания на выше и ниже расположенных по склону колесам; $F_{\text{тр}}$ — сила трения шины о грунт; G — вертикальная нагрузка на колесо.

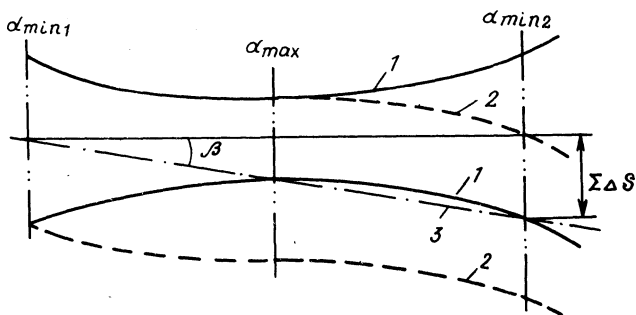


Рис. 3. Расположение и вид вертикальных проекций траекторий колес и середины оси задних колес относительно горизонталей местности:

1 – горизонталю; 2 – проекции траекторий колес; 3 – проекции траектории середины оси.

Из выражений (2) и (3) следует, что расстояние между следами колес в процессе работы автоматической системы стабилизации изменяется лишь за счет перемещения одного из колес вниз по склону. Второе колесо при этом движется в заданном направлении. А именно, при увеличении расстояния между следами колес выше расположенное по склону колесо сохраняет направление движения, а ниже расположенное – сползает вниз до тех пор, пока не приостановится процесс выравнивания; при уменьшении, наоборот, нижнее колесо сохраняет направление движения, а верхнее – скользит вниз по склону (рис. 3). В результате середина оси заднего моста также отклоняется от заданного курса.

Суммарное ее отклонение при движении трактора по выпуклому склону

$$\Sigma \Delta S = \frac{B}{2} (2 \sec \alpha_{1\max} - \sec \alpha_{1\min} - \sec \alpha_{2\min}), \quad (4)$$

а по вогнутому –

$$\Sigma \Delta S = \frac{B}{2} (\sec \alpha_{1\max} + \sec \alpha_{2\max} - 2 \sec \alpha_{1\min}), \quad (5)$$

где не указанные ранее в тексте обозначения понятны из рис. 3.

При движении трактора по склонам, крутизна поверхности которых имеет n максимумов и $(n - 1)$ минимумов, а также наоборот – $(n - 1)$ максимумов и n минимумов (так называемые волнистые склоны), величина сползания середины оси заднего моста

$$\Sigma \Delta S = \frac{B}{2} (2 \sec \alpha_{1\max} + 2 \sec \alpha_{2\max} + \dots + 2 \sec \alpha_{n \max} - \sec \alpha_{1\min} - 2 \sec \alpha_{2\min} - \dots - 2 \sec \alpha_{(n-1)} - \sec \alpha_{n \min}); \quad (6)$$

$$\Sigma \Delta S = \frac{B}{2} (\sec \alpha_{1 \max} + 2 \sec \alpha_{2 \max} + \dots + 2 \sec \alpha_{(n-1) \max} + \sec \alpha_{n \max} - 2 \sec \alpha_{1 \min} - 2 \sec \alpha_{2 \min} - \dots - 2 \sec \alpha_{n \min}). \quad (7)$$

Вследствие сползания действительная траектория движения заднего моста составляет с заданным направлением некоторый угол

$$\varphi = \operatorname{tg} \frac{\Sigma \Delta S}{L - \Sigma L_{\alpha \text{const}}}, \quad (8)$$

где L – пройденный путь; $\Sigma L_{\alpha \text{const}}$ – сумма длин участков, на протяжении которых склон имел постоянную крутизну.

Под таким углом направлена и некоторая осредненная траектория движения трактора в целом, поскольку водитель, направляя трактор, обуславливает его плоскопараллельное перемещение вниз по склону совместно с осью заднего моста (это утверждение справедливо для случая, когда траектория движения направляющих колес заранее не известна и другие ориентиры отсутствуют).

Изменение расстояния между следами задних колес в процессе работы автоматической системы стабилизации, кроме нарушения курсовой устойчивости, затрудняет проходимость трактора в междурядьях пропашных культур вследствие уменьшения защитных зон растений и приводит к дополнительным затратам мощности, связанным с преодолением механизмом выравнивания сил трения шин о почву.

В реальных условиях эксплуатации крутосклонных тракторов (ввиду преобладания склонов с неплоскими поверхностями на всем протяжении обрабатываемых участков) явление отклонения траектории движения середины задней оси трактора от заданного направления отмечается практически постоянно. Оно тем значительнее, чем дольше работает механизм выравнивания. Время же работы последнего тесно связано с чувствительностью датчика автомата-стабилизатора. Поэтому высокая чувствительность упомянутого датчика в существующих системах стабилизации должна иметь свой предел. С одной стороны, увеличивая чувствительность автоматической системы стабилизации к изменениям угла склона и обеспечивая тем самым строго вертикальное положение опорных колес, мы повышаем устойчивость движения последних [1]. Но, с другой стороны, излишне чувствительная система стабилизации, реагируя на малейшие изменения рельефа, увеличивает отклонение заднего моста и трактора в целом от заданного курса.

На основании изложенного следует, что крутосклонные тракторы, снабженные механизмом выравнивания с поворотными бортовыми редукторами, целесообразно оборудовать устройством для регулирования колеи. Авто-

матическое управление таким устройством позволит поддерживать колею постоянной независимо от крутизны склона (рис. 1, кривая 2). Устранение при этом боковых перемещений колес в процессе выравнивания повысит устойчивость курсового движения трактора на склонах переменной крутизны и проходимость в междурядьях пропашных культур.

ЛИТЕРАТУРА

1. Взаимодействие стабилизируемого колеса с наклонной опорной поверхностью/ В.В.Гуськов, И.П.Ксенович, А.И.Якубович, П.А.Амельченко. — Тракторы и сельхозмашины, 1974, № 5, с. 8–11.

УДК 631.372 – 78

В.П.Зарецкий, П.В. Зеленый, В.В.Яцкевич

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ОСТОВА КРУТОСКЛОННОГО ТРАКТОРА

Механизм автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора на основе бортовых редукторов, выполненных из двух частей, первая часть каждого из которых шарнирно установлена на остова и связана с силовым гидроцилиндром, а вторая, подвижная относительно первой, содержит рычаг, шарнирно связанный тягой с остовом, обладает рядом преимуществ по сравнению с известными [1, 2]. Применение такой схемы редукторов позволяет обеспечить колею и продольную базу, соответствующую базовой модели трактора МТЗ–82. Вместе с тем устройство и работа этих редукторов сложнее по сравнению с существующими и для реализации их потенциальных возможностей требуется более тщательный анализ при выборе параметров механизма.

Механизм автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора представляет собой сложную плоскую замкнутую кинематическую цепь, степень подвижности которой $W = 1$ (рис. 1).

Перемещение точки O_3 (оси колеса) в системе координат XO_1Y зависит от угла β поворота первой части бортового редуктора (звена O_1O_2) (рис. 2)

$$Y = a \sin \beta + a \sin \beta_1; \quad (1)$$

$$X = a \cos \beta - a \cos \beta_1; \quad (2)$$

$$\varphi = \arccos \frac{b^2 + l^2 - n^2}{2bl}, \quad (3)$$

где $\beta_1 = \theta_0 + \delta_0 - \theta - \delta - \beta$; $n = \sqrt{m^2 + a^2 - 2ma \cos(\psi_0 + \beta)}$.

$$F_{Ц} = \frac{(G_K + F_T \sin \gamma) a \cos \beta - (P_K + F_T \cos \gamma) a \sin \beta}{c \sin \epsilon}, \quad (6)$$

где G_K — вес трактора, приходящийся на одно колесо; P_K — тяговое усилие колеса; $F_{Ц}$ — усилие на гидроцилиндре; $\gamma = f(\beta)$.

На основании аналитических зависимостей (1) — (6) с использованием ЦВМ проведена оптимизация параметров предложенного механизма автоматической стабилизации остова и ходовой части по критерию минимального отклонения точки O_3 по оси O_1X . При этом из конструктивных и компоновочных условий были приняты ограничения: размещение наружной части бортового редуктора внутри обода колеса; крепление тяги АВ за поворотный вал серийной навесной системы.

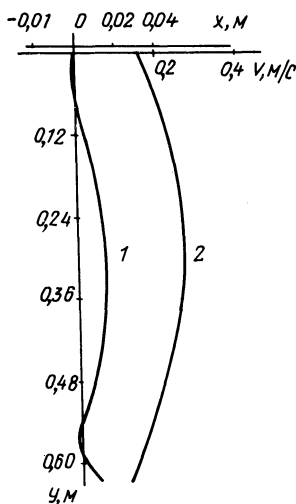


Рис. 2. Зависимость траектории и вертикальной скорости колеса от перемещения колеса (1 — траектория колеса; 2 — вертикальная скорость колеса).

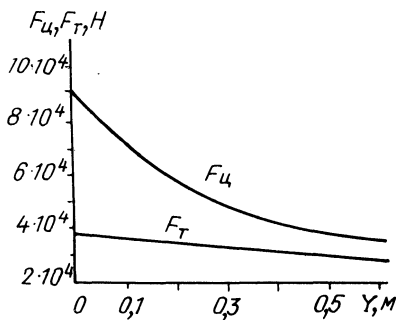


Рис. 3. Зависимость усилия на гидроцилиндре и в тяге АВ от перемещения колеса.

Перемещение колеса крутосклонного трактора с максимальным отклонением от вертикали 0,015 м обеспечивают следующие параметры механизма:

$$m = 0,445 \text{ м}, \quad a = 0,34125 \text{ м}, \quad c = 0,18 \text{ м}, \quad b = 0,24 \text{ м},$$

$$i = 0,380 \text{ м}, \quad \psi_0 = 0,627984 \text{ рад}, \quad \psi_0^1 = 1,91888 \text{ рад}.$$

Уравнения (1) — (6) позволяют определить скорость стабилизации остова трактора в вертикальной плоскости в зависимости от скорости перемещения штока гидроцилиндра и конструктивных параметров механизма стабилизации остова, максимальный угол копирования склона в зависимости от колеи трактора, выбрать исполнительный гидроцилиндр:

$$\omega_{\text{СТ}} = \frac{v_{\text{В}}}{B} ; \alpha = \arctg \frac{a \sin \beta + a \sin \beta_1}{B} ,$$

где α — угол поперечного склона; B — колея трактора; $\omega_{\text{СТ}}$ — скорость стабилизации остова трактора.

Результаты кинематического и динамического анализов механизма могут быть использованы при создании горно-равнинных модификаций универсально-пропашных колесных тракторов, а также других мобильных машин для работы на склонах.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. А.с. 745760 (СССР). Бортовой редуктор колесного крутосклонного транспортного средства /И.П.Ксенович, В.В.Гуськов, П.В.Зеленый и др. — Оpubл. в Б.И., 1980, № 25.
2. Колесные тракторы для работы на склонах / П.А.Амельченко, И.П.Ксенович, В.В.Гуськов, А.И.Якубович. — М., 1978, с. 178–180.

УДК 629.114.2.02 — 592

М.П.Ивандиков

К ВОПРОСУ АВТОМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА ДВИГАТЕЛЕМ НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМ УЧАСТКЕ

Непрерывное улучшение тормозных свойств автотранспортных средств идет по пути увеличения энергоемкости тормозных механизмов, применения тормозов-замедлителей. Так, например, ОСТ 37.001.016—70 предусматривает установку вспомогательной тормозной системы на всех транспортных средствах, движущихся со скоростью более 20 км/ч и массой свыше 120 кН [1].

Эти требования должны выполняться для тракторов кл. 30—50 кН, так как они заняты на транспортных работах более 50% [2]. В качестве вспомогательной тормозной системы возможно применение выхлопного тормоза. Для этого необходимо устанавливать привод, обеспечивающий автоматическое управление двумя основными узлами, кинематически связанными между собой: заслонкой, установленной в выпускном коллекторе, и рейкой топливного насоса, а также дополнительными устройствами, обеспечивающими безопасность транспортного средства: устройством для выключения привода при достижении двигателем критической угловой скорости $\dot{\varphi}_{\text{мин}} \leq \dot{\varphi} \leq \dot{\varphi}_{\text{макс}}$ и устройством для блокирования педали муфты сцепления при включенном тормозе-замедлителе.

Целесообразность его применения для тракторов проверялась испытаниями, проведенными с одиночным трактором Т-150К и с прицепом ЗПТС-12. На ленте осциллографа К-20—22 замерялись и регистрировались следующие

параметры: замедление трактора, усилие в сцепном устройстве, моменты на колесах, частота вращения "пятого колеса", частота вращения коленчатого вала двигателя.

Трактор разогнался до установившегося движения на каждой передаче транспортного ряда, затем полностью выключалась подача топлива и осуществлялось принудительное вращение коленчатого вала двигателя без повышенного сопротивления выпуску. Работа двигателя в тяговом режиме возобновлялась практически мгновенно при подаче топлива в цилиндры.

Из результатов испытаний (рис. 1) видно, что время торможения одиночного трактора Т-150К в среднем в 1,6 раза меньше, чем поезда с одним прицепом ЗПТС-12, а значительное уменьшение среднего замедления поезда по сравнению с одиночным трактором свидетельствует о необходимости подтормаживания прицепа для улучшения динамических показателей поезда, так как масса прицепа больше массы трактора в 2,5 раза (рис. 2). Максимальное усилие сжатия в сцепном устройстве возникало в начальный момент торможения и достигало 6–7 кН.

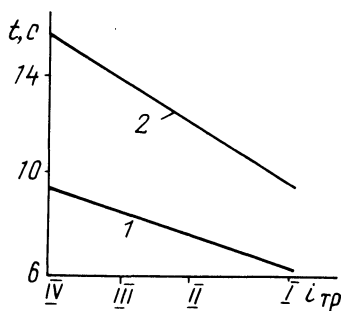


Рис. 1. Изменение времени торможения двигателем на горизонтальном участке от передаточного числа трансмиссии:

- 1 — одиночный трактор Т-150 К;
- 2 — Т-150К + ЗПТС — 12.

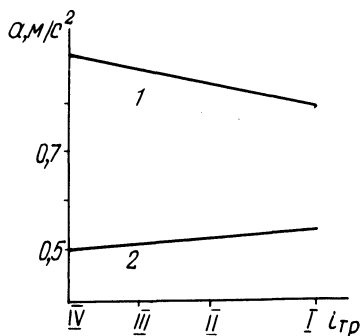


Рис. 2. Изменение среднего замедления от передаточного числа трансмиссии:

- 1 — одиночный трактор Т-150К;
- 2 — Т-150К + ЗПТС — 12.

Результаты испытаний показали, что для получения замедлений $1,2-2 м/с^2$, достаточных для служебного торможения, необходимо повысить тормозную мощность двигателя и обеспечить автоматическое подтормаживание прицепа в зависимости от интенсивности торможения двигателем.

ЛИТЕРАТУРА

1. ОСТ 37.001.016-70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава: Технические требования и условия проведения испытания. М., 1973.-32 с. 2. Об использовании сельскохозяйственных тракторов на работах различного вида/ И.Я.Дьяков, Л.С.Приходько, В.А.Шляев и др. — Тракторы и сельхозмашины, 1979, № 7, с. 7-9.

О ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ГИДРОПРИВОДОВ

При оценивании потребительских (эксплуатационных) свойств рабочих жидкостей, в качестве которых наибольшее распространение получили масла нефтяного происхождения, по их характеристикам из нормативно-технической документации возникают трудности. В настоящее время почти невозможно по указанной информации о масле количественно оценить его работоспособность в составе гидропривода или гидромашины, а тем более определить меру влияния качества масла на работу гидромеханизма, так как отсутствуют закономерности, связывающие характеристики масла, параметры нагрузки и внешней среды с техническими показателями работоспособности масла. Чтобы определить пригодность к функционированию рабочей жидкости в составе того или иного гидропривода, приходится проводить длительные и дорогие испытания (до 8 лет для ответственных гидросистем) [1].

Сложившаяся ситуация в некоторой мере объясняется традиционным подходом к созданию гидроприводов на базе опыта машиностроения с достаточно глубоким знанием всех свойств применяемых материалов и относительно небольшого изменения этих свойств в диапазоне варьирования эксплуатационных нагрузок, т.е. так называемый подход "от металла". Недостаток такого подхода в том, что при этом почти не учитывается относительно широкое варьирование физико-химических, а значит и эксплуатационных свойств рабочих жидкостей, особенно для гидроприводов, форсированных по давлению свыше 25 МПа, со скоростями движения отдельных элементов до 5 м/с. При диапазоне температур 100⁰С вязкость масла изменяется на три порядка.

Сформулированный ранее [2] методологический подход к проблеме рабочих жидкостей позволяет обосновать другой принцип создания гидропередач "от рабочей жидкости". Рассматривая масло в контуре гидропередачи как рабочее тело, которое переносит гидравлическую энергию в виде потока сил от насоса к гидродвигателю и поддерживает работоспособность гидромашин, гидромеханизмов и их элементов, выделены следующие основные функции рабочих жидкостей: энергоносителя, противоизносная, теплоотвода, антикоррозионная. Эти функции оцениваются по соответствующему функциональному свойству, каждое из которых определяется тремя группами факторов (рис. 1): 1) физико-химическими свойствами применяемых рабочих жидкостей (вязкость, индекс вязкости, плотность, температуры всплшки и застывания, стабильность к окисляемости, кислотность и др.); 2) нагрузкой (давление, температура, прокачиваемость, общий кпд и др.) и

3) факторами риска (содержания в масле при функционировании воздуха, механических примесей, воды).

Функциональные свойства количественно оцениваются показателями (числом), определяемыми соответствующими методами, которые для каждого функционального свойства классифицируются по трем группам: лабораторные, стендовые и эксплуатационные. Например, для оценки противозносного функционального свойства рабочей жидкости для гидрообъемной трансмиссии трактора МТЗ–80Б испытания последовательно проводились: на четырехшариковой машине трения по ГОСТ 9490–75, по вновь созданному методу прокачивания масла через насос [3] в условиях нормированной эксплуатации при испытании трактора. Каждый последующий метод в приведенной последовательности отличается от предыдущего мерой полноты физического моделирования спектра реальных внешних воздействий на рабочую жидкость. Комплексную оценку влияния параметров внешних воздействий на функциональные свойства целесообразно проводить по критерию нагрузки

$$K = pT \frac{Q}{W\eta},$$

где K – критерий нагрузки, $\text{Н/м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{°C}$; p – давление нагнетания, МПа; T – температура рабочей жидкости в объеме, °C ; Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; W – объем системы, м^3 ; η – общий КПД гидропривода.

Критерий нагрузки количественно изменяется в диапазоне $10^{-3} - 10^3$, увеличиваясь для форсированных гидроприводов.

Исследование противозносных свойств ряда товарных масел с оценкой влияния трех групп факторов методом пошаговой регрессии показало, что

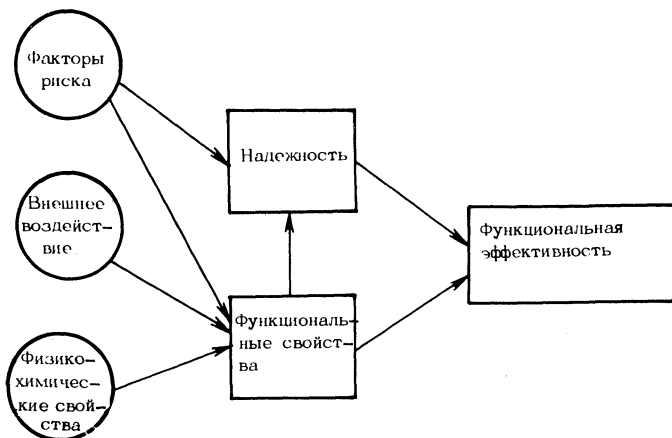


Рис. 1. Блок-схема связей функциональной эффективности рабочих жидкостей.

наиболее сильное влияние на это свойство оказывает параметр фактора риска (механические примеси), — коэффициент регрессии 0,77, менее влияет вязкость масла — коэффициент регрессии — 0,27 [3].

Функциональное энергетическое свойство рабочих жидкостей заключается в мере их влияния на качественный уровень процессов преобразования механического потока энергии в преобразователе механический поток — гидравлический поток, переноса энергии с помощью рабочего тела и вторичного преобразования гидравлического потока энергии в механический (рис. 2). Параметры механического потока — силовой момент M (сила F) и скоростной — частота вращения вала ω (скорость перемещения звена v); параметры гидравлического потока — силовой — давление нагнетания p и скоростной — расход жидкости в системе (подача насоса, расход гидродвигателя) Q . Физико-химические свойства масел, внешние воздействия и факторы риска существенно влияют на все фазы процесса преобразования и переноса энергии, однозначно определяя потери энергии — механические в преобразователях и гидравлические для силового параметра гидравлического потока; объемные — для скоростного параметра гидравлического потока.

Способность рабочих жидкостей сохранять функциональные свойства в течение заданного времени и в определенных условиях называется надежностью. Выбраны следующие показатели надежности: вероятность безотказной работы — $P(t)$; срок службы — T ; интенсивность отказов — $\lambda(t)$; интенсивность восстановления — $\mu(t)$ [4].

Рабочую жидкость наиболее полно характеризует функциональная эффективность, которая определяется функциональными свойствами масел, и их на-

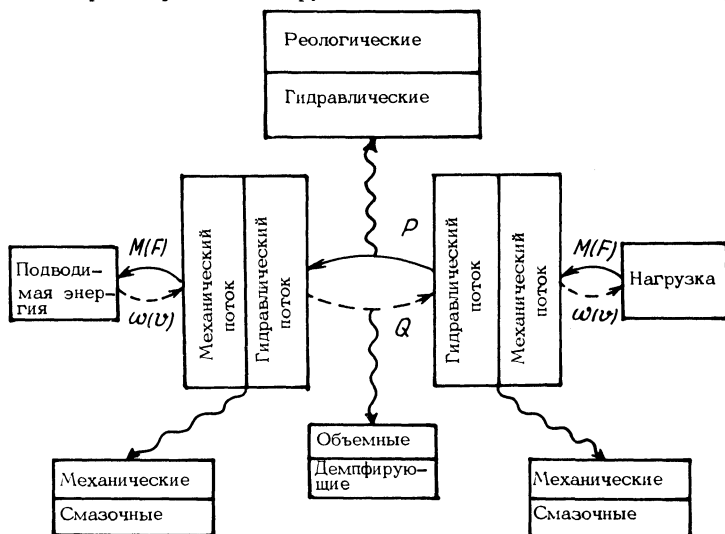


Рис. 2. Блок-схема связей функционального энергетического свойства: — силовой фактор; - - - скоростной фактор; ~ потери.

дежность, под которой понимается мера собственно функционирования масла при реализации требуемых функциональных свойств в течение заданного времени в определенном гидроприводе. Функциональная эффективность F_3 определяется как математическое ожидание выходного эффекта, усредненного по всем возможным траекториям процесса изменения функциональных свойств во времени

$$F_3 = \int_{\epsilon} (\Psi) W(\Psi) dE = M[W(\Psi)],$$

где $M(\Psi)$ — оператор математического ожидания; Ψ — определенная траектория изменения функционального свойства; $\epsilon(\Psi)$ — множество таких траекторий; $W(\Psi)$ — условная характеристика функциональной эффективности при условии, что реализуется именно траектория процесса; $E(\Psi)$ — функция распределения траекторий Ψ .

Условная характеристика $W(\Psi)$ не зависит от надежности, только от функциональных свойств, т.е. характеризуется качеством масла, коэффициентом нагрузки и уровнем фактора риска. Моментная условная характеристика $W(\Psi)$ — это функциональное свойство масла. Функция же распределения траекторий Ψ , т.е. траекторий случайного процесса (изменения функциональных свойств), почти полностью определяется надежностью. Оценка функциональной эффективности наиболее распространенных рабочих жидкостей дает возможность проводить выбор сорта и количества жидкости для объемных гидроприводов при проектировании.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основные задачи в области химмотологии на современном этапе/ К.К.Папок, В.В.Никитин, Е.Д.Радченко и др. — Химия и технология топлив и смазок, 1977, №4, с. 6–9.
2. Лапотко О.П. Функциональная эффективность рабочих жидкостей гидроприводов машин. — В кн.: Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах. Минск, 1976, с. 36–38.
3. Лапотко О.П., Арсенов В.В. Методика оценки противоизносных свойств рабочих жидкостей объемных гидроприводов машин. — Минск, 1978, с. 47.
4. Он и ж е. Определение надежности рабочей жидкости объемной гидротрансмиссии трактора МТЗ–80Б. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 93–97.

УДК 629.114.2 – 585.21

В.Н.Лангазов, В.П.Стринадко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МУФТЫ И ГИДРОСИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ МЕХАНИЗМА ВОМ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛ. 20 кН

В сельском хозяйстве страны с каждым годом применяется все больше высокопроизводительных машин с активными рабочими органами, имеющими привод от вала отбора мощности (ВОМ) трактора.

При работе трактора с сельскохозяйственными машинами, имеющими активные рабочие органы, в момент пуска и разгона в приводе ВОМ возникают значительные динамические нагрузки. Исследование этих нагрузок и определение факторов, влияющих на их величину, необходимо для правильного выбора и обоснования параметров механизма ВОМ.

Особенность исследуемого механизма ВОМ в отличие от применяемых на тракторах кл. 14 кН заключается в наличии мокрой фрикционной муфты ВОМ с гидравлическим управлением. Применение ВОМ с такой муфтой расширяет возможности автоматизации управления его работой, позволяет улучшить эксплуатационные качества в сравнении с ВОМ, имеющим механическую систему управления.

Нагруженность механизма ВОМ в период включения определяется главным образом согласованием характеристик питающей гидроарматуры и самой фрикционной муфты ВОМ, а также инерционностью приводимых активных рабочих органов и воздействующими на них внешними возмущениями.

Цель работы – отыскание рациональных параметров гидросистемы управления и фрикционной муфты, обеспечивающих требуемый характер протекания во времени пуска и разгона, а также снижение динамической нагруженности механизма ВОМ. Для этого были проведены исследования на специально подготовленном стенде для испытаний задних ВОМ тракторов.

При испытаниях осуществлялась запись на осциллограммы следующих величин: частоты вращения ω_1 ведущего вала муфты и ω_2 хвостовика ВОМ; давления масла перед клапаном управления $p_{вх}$ на выходе из клапана $p_{вых}$ и в бустере муфты $p_б$; перемещения толкателя золотника клапана управления u ; крутящего момента на хвостовике ВОМ M_{ϕ} .

Переменными величинами были: пропускная способность золотника клапана; ход поршня и скорость перемещения толкателя золотника. Изменение пропускной способности клапана управления осуществлялось путем установки золотников с отверстиями различных диаметров, при этом сохранялись неизменными остальные параметры золотника. Объем бустера изменялся за счет уменьшения хода поршня путем установки проставочных колец между поршнем муфты и ведомым диском. Толщина каждого кольца 2 мм. Скорость перемещения толкателя клапана управления v_T задавалась специальным программным механизмом и варьировалась в диапазоне от $v_T = 1,33$ мм/с до $v_T = 57,0$ мм/с. Нагрузка на хвостовике ВОМ при его включении создавалась инерционным сопротивлением маховых масс стенда.

Вид типичной осциллограммы процесса пуска и разгона ВОМ представлен на рис. 1. Из анализа характера изменения регистрируемых величин следует, что при постоянной скорости перемещения толкателя золотника давление в бустере муфты изменяется нелинейно. Это объясняется переменностью во времени заполняемых объемов бустера и нелинейностью характеристик гидросистемы управления муфтой ВОМ, которые обуславливаются конструктивными

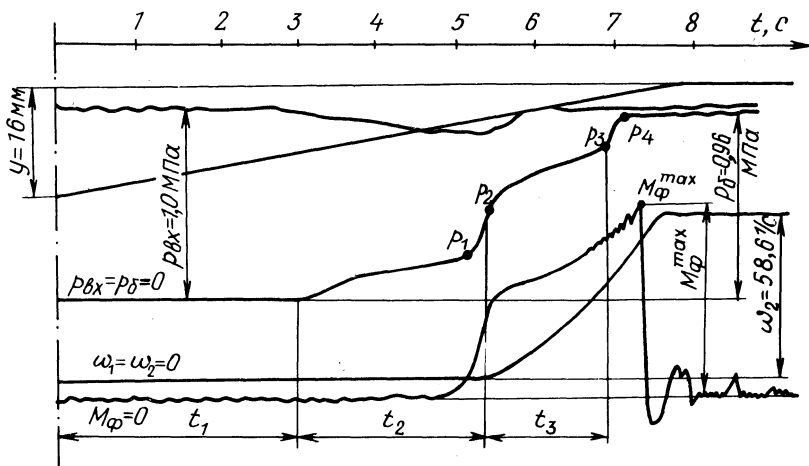


Рис. 1. Осциллограмма процесса включения и разгона ВОМ.

особенностями и кинематикой элементов клапана управления и фрикционной муфты.

На осциллограмме (рис. 1) можно выделить несколько характерных периодов в изменении давления в бустере, наличие которых можно объяснить следующим образом. В течение промежутка времени t_1 происходит холостой ход толкателя и золотника клапана управления, поэтому давление в бустере не увеличивается. Длительность процесса заполнения бустера до сжатия дисков муфты между собой характеризует промежуток времени t_2 . В начале этого периода поршень неподвижен и давление в бустере увеличивается сравнительно быстро до величины 0,1 МПа, при которой поршень, преодолевая силы сопротивления, начинает перемещаться в осевом направлении. Темп роста давления в бустере при этом замедляется, так как перемещение поршня освобождает новые объемы для заполнения маслом. При давлении $p_1 = 0,2-0,3$ МПа выбор зазоров между дисками заканчивается, но поршень перемещается еще на величину деформации пакета дисков. При этом изменяются величины усилия сжатия дисков от нуля до значения, определяемого давлением масла на поршень, муфта начинает передавать крутящий момент. В конце периода времени t_2 объем бустера стабилизируется и давление в нем резко возрастает до величины p_2 , определяемой статической характеристикой клапана при имеющемся положении толкателя золотника в этот момент времени. В дальнейшем давление в бустере изменяется автоматически в зависимости от управляющего воздействия на толкатель золотника. Длительность процесса регулирования характеризуется промежутком времени t_3 . В течение этого периода кривая изменения давления в бустере протекает эквидистантно статической характеристике клапана (рис. 2) и немного ниже вследствие утечек масла из бустера. В конце

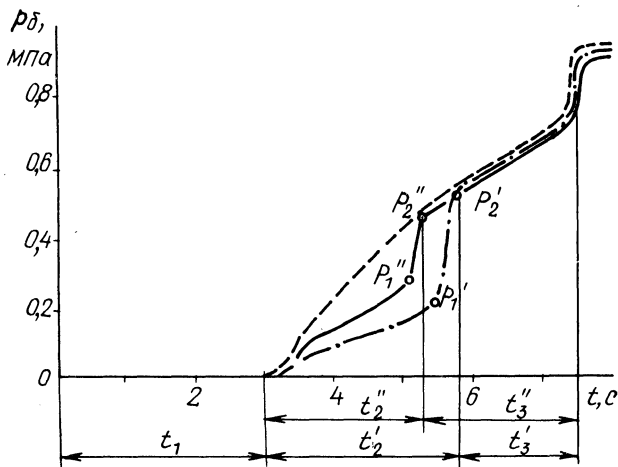


Рис. 2. Влияние диаметра нагнетательных отверстий золотника на изменение давления в бустере муфты ВОМ:
 — диаметр отверстий 3,6 мм; — · — диаметр отверстий 3,2 мм; - - - статическая характеристика клапана управления.

промежутка времени t_3 давление в бустере резко возрастает от $p_3 \approx 0,75$ МПа до $p_4 \approx p_{\text{ВХ}}$. В этот момент редуцирующее действие клапана прекращается, хотя золотник может еще перемещаться.

Как известно, момент, передаваемый муфтой ВОМ, зависит от коэффициента трения между дисками, числа дисков, их среднего радиуса и силы сжатия дисков, величина которой определяется давлением масла в бустере. Уменьшение давления масла в бустере приводит к уменьшению динамического крутящего момента на хвостовике ВОМ. Один из способов уменьшения скачка давления в бустере — сокращение времени заполнения бустера. Этого можно достичь, увеличивая пропускную способность золотника клапана, что следует из рис. 2. На рисунке показано, что увеличение диаметра отверстий золотника с 3,2 до 3,6 мм, при скорости перемещения толкателя $v_T = 2,0$ мм/с, позволяет сократить продолжительность периода заполнения бустера с t_2' до t_2'' , а следовательно, и давление в конце периода t_2 с p_2' до p_2'' . Уменьшение времени t_2 при этом составляет примерно 10%, а динамический крутящий момент на хвостовике вследствие уменьшения давления p_2 снижается примерно на 15% (рис. 3).

При исследовании пуска и разгона ВОМ с различными по величине ходами поршня, но с постоянными пропускной способностью золотника и скоростью перемещения толкателя было установлено, что уменьшение хода поршня, а следовательно, и объема бустера сокращает время заполнения бустера t_2 , снижает скачок давления в конце периода t_2 и динамический крутящий момент на хвостовике ВОМ. Например, уменьшение хода поршня на 2 мм позволяет, при

одной и той же скорости перемещения толкателя золотника, сократить время заполнения бустера примерно на 25, а скачок давления в конце заполнения — на 23%.

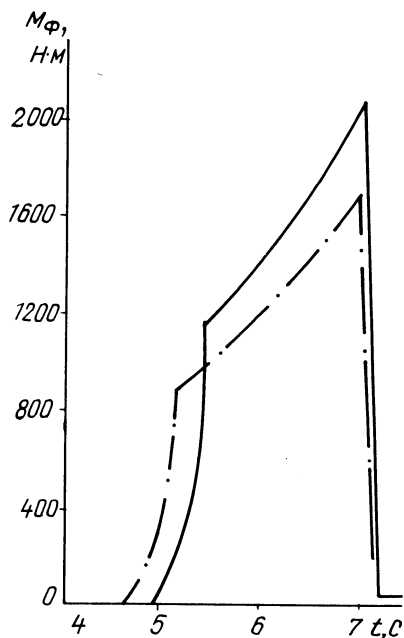


Рис. 3. Зависимость момента на хвостовике ВОМ от параметров золотника клапана управления:

— диаметр отверстий 3,6 мм; — диаметр отверстий 3,2 мм.

проводимости клапана управления, которая обеспечит изменение давления в бустере муфты по закону, близкому к статической характеристике клапана.

Возможности увеличения проводимости исследуемого клапана ограничены и в предельном случае не могут обеспечить требуемой согласованности работы клапана и муфты.

Уменьшение объема бустера муфты также способствует снижению указанного скачка давления, однако предел уменьшения объема бустера ограничивается требуемой чистотой выключения муфты и потребной величиной передаваемого момента, а в испытанной конструкции этот объем близок к минимально допустимому. Отсюда следует, что имеющийся в настоящее время клапан управления муфтой ВОМ, несмотря на линейный характер его статической характеристики, не может быть установлен на трактор.

Таким образом, выбор конструктивных размеров клапана управления и питающих магистралей необходимо производить с учетом параметров муфты ВОМ. При этом следует исходить из условия обеспечения допустимых: удель-

Исследование влияния скорости перемещения толкателя золотника, при неизменных других параметрах, на процесс заполнения бустера и нагруженность ВОМ показало, что с увеличением скорости перемещения толкателя скачок давления в конце периода t_2 увеличивается, так как возрастает крутизна статической характеристики клапана, увеличивается также и динамический крутящий момент на хвостовике ВОМ.

Таким образом, динамический момент на хвостовике ВОМ определяется в значительной степени наличием скачка давления в бустере муфты вследствие несогласованности рабочих характеристик клапана управления и муфты ВОМ.

На появление скачка давления в муфте исследуемого механизма ВОМ в первую очередь влияет недостаточная пропускная способность золотника клапана. Наименьшей динамической нагруженности хвостовика ВОМ, при прочих неизменных параметрах механизма, можно достичь при подборе такой проводимости клапана управления, которая обеспечит изменение давления в бустере муфты по закону, близкому к статической характеристике клапана.

ной работы буксования фрикционных пар муфты и величин максимальных динамических нагрузок на деталях ВОМ, а также достижения наименьшей зависимости закона нарастания давления в бустере от скорости перемещения толкателя золотника. Это позволит достичь требуемого следящего действия при автоматическом регулировании работы муфты ВОМ, необходимым для выполнения существующих технологических процессов тракторами в агрегате с сельхозмашинами, имеющими активные рабочие органы.

УДК 629.114.2 – 3.001 – 2

А.Т.Скойбеда, В.В.Бирич

АВТОМАТИЧЕСКАЯ БЛОКИРОВКА ДИФФЕРЕНЦИАЛА С САМОВЫКЛЮЧАЮЩЕЙСЯ МУФТОЙ ПРЕДЕЛЬНОГО МОМЕНТА

Развитие современного тракторостроения идет по пути роста производительности тракторов в основном за счет увеличения их мощности. Эффективность использования тракторов зависит от реализации мощности при выполнении сельскохозяйственных работ. Тягово-сцепные качества энергонасыщенных тракторов в значительной степени определяются типом привода ведущих колес.

Для пропашных тракторов наиболее распространен дифференциальный привод с применением устройств, исключающих раздельное буксование колес. Используемые конструкции принудительной блокировки относительно просты и надежны. Однако они используются для преодоления временных сопротивлений, а эффективность их зависит от квалификации водителя.

В конструкциях современных тракторов все больше применяются системы автоматического блокирования дифференциалов с управлением от различных деталей рулевого привода, навесной системы, управления тормозами и др. [1–3].

Для тракторов малой мощности эти системы автоматического управления неприемлемы из-за их сложности и относительно высокой стоимости.

Для трактора Т-25А класса 6 кН разработана автоматическая блокировка дифференциала (АБД), которая позволяет блокировать дифференциал при прямолинейном движении и автоматически включать при движении на повороте [4]. Эта конструкция установлена на тракторе и прошла испытания (рис. 1). С крышкой корпуса дифференциала 8, имеющей кулачки трапецеидального профиля, связана подвижная полумуфта 6, которая установлена на шлицах полуоси 5, связанной с полуосевой шестерней 1. В расточке крышки корпуса дифференциала 8 установлено разрезное кольцо 7, которое имеет кулачки аналогичного профиля. Подвижная полумуфта нагружена пружиной 3, которая упирается в кольцевую шайбу 4. По оси симметрии одного из кулачков подвижной полумуфты 6 установлен штифт 2.

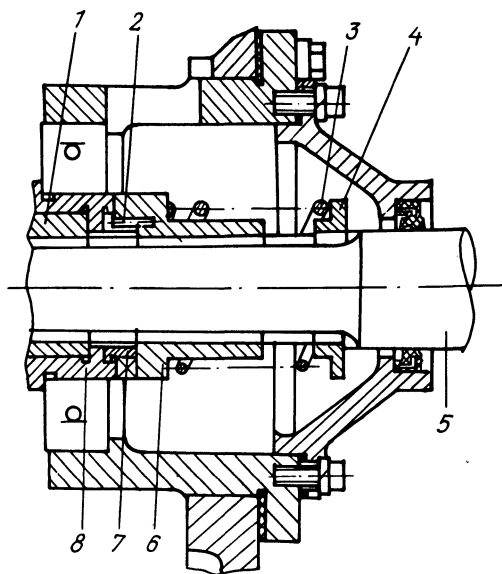


Рис. 1. Схема автоматической блокировки дифференциала.

В случае прямолинейного движения кулачковая муфта замкнута и блокирует дифференциал. При движении по криволинейной траектории корпус дифференциала и полуосевые шестерни стремятся вращаться с различными угловыми скоростями и нагружают кулачковую муфту крутящим моментом, величина которого превышает расчетный. При этом в зацеплении кулачков трапецидального профиля возникает осевая сила, которая преодолевает усилие пружины 3, перемещает подвижную полумуфту 6 в осевом направлении и разблокирует дифференциал.

При относительном повороте подвижной полумуфты 6 и корпуса дифференциала 8 штифт 2 ведет разрезное кольцо 7. При этом кулачки подвижной полумуфты опираются на кулачки разрезного кольца и препятствуют сцеплению с кулачками крышки корпуса дифференциала.

После окончания поворота при переходе к прямолинейному движению управляемые колеса совершают, как правило, одно—два колебания. При этих колебаниях изменяются направления относительного вращения полуосевых шестерен и корпуса дифференциала. Кулачки подвижной полумуфты сходят с кулачков разрезного кольца и под действием пружины сцепляются с крышкой корпуса дифференциала.

Момент блокировки кулачковой муфты определяется в зависимости от возможной разности коэффициентов сцепления колес оси [5]:

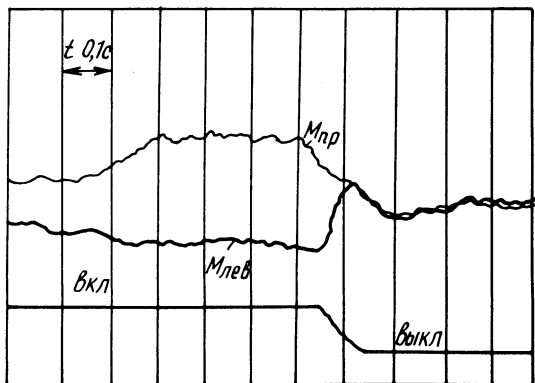


Рис. 2. Осциллограмма крутящих моментов и перемещения подвижной полушестерни в процессе выключения.

$$M_{\text{б}} = \frac{\Delta\varphi G_3 r_{\text{д}}}{i_{\text{б.п}} Z_{\text{д}}},$$

где $\Delta\varphi$ — разность коэффициентов сцепления с почвой ведущих колес трактора; G_3 — эксплуатационный вес, приходящийся на заднее колесо; $r_{\text{д}}$ — динамический радиус качения задних колес; $i_{\text{б.п}}$ — передаточное отношение бортовой передачи; $Z_{\text{д}}$ — коэффициент, учитывающий схему блокирования.

Усилие пружины, необходимое для обеспечения заданного момента блокировки,

$$P_{\text{пр}} = \frac{2\Delta\varphi G_3 r_{\text{д}}}{Z_{\text{д}} i_{\text{б.п}} D} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \psi) - \frac{D}{d} f_{\text{ст}} \right],$$

где D — наружный диаметр кулачков; α — угол скоса кулачков; ψ — угол трения между кулачками; d — наружный диаметр шлиц; $f_{\text{ст}}$ — статический коэффициент трения в шлицевом соединении.

При выключении кулачковой муфты происходит сжатие пружины, т.е. осевая сила на муфте растет. Некоторые авторы указывают, что при этом возрастает момент, передаваемый муфтой [6].

Однако это справедливо только для муфт с углом скоса кулачков в пределах 45° – 55° . Для уменьшения осевой силы, которая нагружает подшипники бортового редуктора и корпуса дифференциала, была изготовлена и испытана кулачковая муфта с углом скоса 20° . При этом процесс выключения происходит без увеличения передаваемого момента. На рис.2 представлен образец осциллограммы, на котором показано нарастание моментов и перемещение подвижной полушестерни. Нарастание моментов происходит до величины, обусловленной осевой силой пружины и величиной статического коэф-

Таблица 1

Фон		Количество выключений	Количество включений
Асфальт	II	23	22
	IV	24	23
Пахота	II	21	20
		22	21

фициента трения. В процессе выключения величина момента падает, так как динамический коэффициент трения меньше статического.

Для расчета усилия пружины и заданного момента блокировки необходимо учитывать статический коэффициент трения в шлицевом соединении и силу пружины при включенной муфте блокировки.

Экспериментальные исследования показали, что коэффициент трения в шлицевом соединении находится в пределах 0,09–0,1.

Работоспособность АБД определяли при движении трактора по синусоиде с амплитудой, равной 2 м, и периодом — 8 м. Испытания проводили на II и IV передачах при движении по асфальту и пахоте.

Данные испытаний приведены в табл. 1.

Результаты испытаний показывают, что при изменении направления относительного вращения колес АБД включается. Для оценки влияния АБД на тяговые показатели трактора проведены сравнительные испытания при работе на пахоте с двухкорпусным плугом на песчаной почве. Данные испытания представлены в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что применение блокировки дифференциала позволяет исключить раздельное буксование колес трактора и тем самым снизить общее буксование.

Таблица 2

Глубина пахоты, м		$\delta_{\text{пр}}$	$\delta_{\text{лев}}$	$\delta_{\text{тр}}$	$V_{\text{ср}}$, м/с	$M_{\text{пр}}$	$M_{\text{лев}}$	$\Delta M_{\text{ср}}$
		%				кН м		
0,15 —	с АБД	16	16	16	1,9	2,31	1,70	0,61
0,17	без АБД	19,4	24	21,7	1,81	2,04	2,0	
0,18 —	с АБД	25	25	25	1,6	2,58	1,80	0,78
0,20	без АБД	51	26	41	1,38	2,24	2,20	
0,21 —	с АБД	45	45	45	0,94	3,10	2,40	0,7
0,23	без АБД	55	46	51	0,85	2,76	2,78	

Из изложенного следует, что разработанная автоматическая блокировка дифференциала при своей конструктивной простоте обеспечивает блокирование дифференциала при выполнении основных видов работ и способствует увеличению тяги и снижению буксования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Селиванов И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. — М., 1967. — 220 с. 2. Харви Дж.Р., Бернард Дж.Д. Механизм блокировки дифференциала на тракторах "Джон-Дир". — Сельскохозяйственная техника, 1964, № 12, с. 6—12. 3. Тракторы "Беларусь" МТЗ—80, МТЗ—80Л, МТЗ—82, МТЗ—82Л: Руководство по эксплуатации и уходу. — Минск, 1973. — 230 с. 4. Механизм блокировки дифференциала транспортного средства: Положительное решение по заявке № 2705896/27—11 от 17.1.79 г. 5. Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. — Минск, 1979. — 280 с. 6. Тепенкичев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. М., 1968. — 120 с.

УДК 629.113.585

В.П.Тарасик, С.Д.Галужин, В.И.Мрочек

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ОШИБКИ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Могилевским машиностроительным институтом совместно с Минским тракторным заводом создана гидромеханическая система автоматического переключения передач (САПП) трактора МТЗ—80А.

Информационным параметром САПП, характеризующим загрузку двигателя, является положение рейки топливного насоса. Чтобы исключить влияние внешних сил на всережимный регулятор двигателя (ВРД) при снятии информации о положении рейки топливного насоса, в качестве датчика САПП использован центробежный регулятор (РСАПП) с приводом от вала двигателя, отличающийся от ВРД только тем, что вместо рейки с промежуточным рычагом соединен золотник аналого-дискретного преобразователя (АДП). Очевидно, что для обеспечения требуемых характеристик переключения передач необходимо синхронное движение рейки топливного насоса и золотника АДП. Стендовые испытания САПП, проведенные в институте, показали, что такое требование не всегда обеспечивается и несинхронность движения рейки топливного насоса и золотника АДП по отношению к зоне нечувствительности АДП, характеризуемая статической ошибкой регулирования Δh , достигает при переключении на высшую передачу и работе двигателя на высоких скоростных режимах 20—50%, а на средних — 120—140%. При переключении на низшую передачу ошибка Δh составляет не более 20%.

Для выявления причин несинхронности проведены расчетно-теоретические исследования. Составлена кинематическая схема регулятора (рис. 1) и по методике, изложенной в [1], получены расчетные уравнения поддерживающей F и восстанавливающей E сил, одинаковые для обоих регуляторов:

$$F = (0,496 + 0,027 h_p \frac{R \cos \beta}{R_1}) \omega_d^2 \cdot 10^{-2}; \quad (1)$$

$$E = \frac{c_{пр} \delta L R_2 \cos (\theta + \alpha_2 + \alpha_0 - \lambda)}{R \cos (\alpha_2 - \alpha_0 - \beta)}, \quad (2)$$

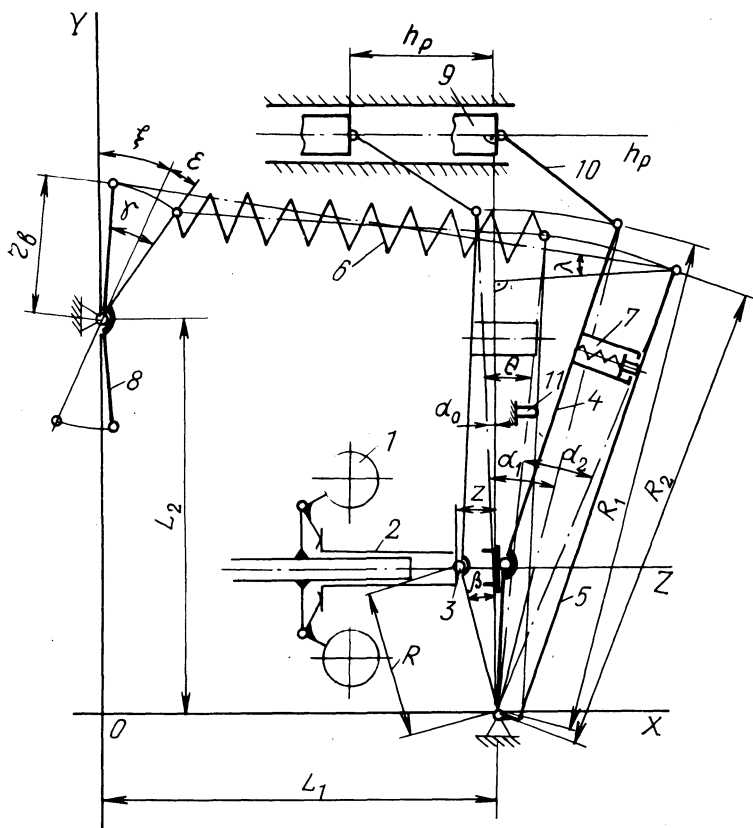


Рис. 1. Кинематическая схема ВРД УТН-5А:
1 — грузы; 2 — муфта; 3 — ролик; 4 — промежуточный рычаг; 5 — основной рычаг; 6 — пружина регулятора; 7 — корректор; 8 — рычаг управления; 9 — рейка топливного насоса; 10 — тяга; 11 — жесткий упор.

$$\text{где } \delta L = \sqrt{A^2 - B^2} - L_0;$$

$$\lambda = \arcsin 1 / \sqrt{1 + (A/B)^2};$$

$$A = L_1 + R_2 \sin(\theta + \alpha_2 + \alpha_0) - r_b \sin(\epsilon + \zeta - \gamma);$$

$$B = L_2 - R_2 \cos(\theta + \alpha_2 + \alpha_0) + r_b \cos(\epsilon + \zeta - \gamma).$$

В этих формулах h_p — координата рейки топливного насоса, м (за начало координат принято положение рейки при номинальной подаче, при уменьшении подачи h_p возрастает); ω_d — угловая скорость вала двигателя, рад/с; $c_{пр}$ — жесткость пружины регулятора, Н/м; δL — деформация пружины, м; L_0 — длина недеформированной пружины, м; γ — угол поворота рычага управления регулятором, °; α_2 — угол поворота основного рычага, °; $L_1, L_2, R, R_1, R_2, r_b, \theta, \beta, \epsilon, \zeta$ — геометрические размеры и углы элементов регулятора, м, ° (рис. 1).

Условия статического равновесия ВРД и РСАПП имеют вид

$$F_d - E_d = 0, \quad F_a - E_a = 0. \quad (3)$$

Для обеспечения синхронности необходимо соблюдение равенств $F_a = F_d$ и $E_a = E_d$. Однако значения параметров ВРД и РСАПП, входящих в уравнения (1) и (2), изготовленных даже по одной и той же схеме и состоящих из одних и тех же элементов, как правило, различаются. Следовательно, различными будут и силы, т.е. $F_a \neq F_d$ и $E_a \neq E_d$, что приведет к появлению статической ошибки регулирования $\Delta h = h_{p,d} - h_{p,a}$ (дополнительные индексы "д" и "а" здесь и ниже относятся, соответственно, к ВРД и РСАПП).

Рассмотрим вначале уравнение (1). Грузы регуляторов 1 (см. рис. 1) по своей массе различаются незначительно, геометрические размеры R, R_1 и угол β могут изменяться также в небольших пределах. Поэтому влияние их на различие поддерживающих сил невелико и практически можно считать, что эти силы на определенном режиме работы и при фиксированных положениях муфт 2 равны.

Входящие в уравнение (2) углы $\theta, \alpha_2, \beta, \lambda$ и α_0 малы, и поэтому отношение функций косинусов близко к единице. Деформации пружин δL для обоих регуляторов должны быть одинаковыми. Это достигается путем одновременного поворота рычагов управления 8 на одинаковые углы с помощью рычажного параллелограмма. Размеры R_2 тоже мало различаются. Экспериментальные исследования показали, что основное влияние на возникновение не-синхронности оказывает разница жесткостей пружин регуляторов $\Delta c_{пр} = c_{пр,d} - c_{пр,a}$, обусловленная техническими условиями на их изготовление и изме-

нением жесткости в процессе эксплуатации. При наличии $\Delta c_{пр}$ оказывается, что $E_a \neq E_d$ и возникает ошибка регулирования Δh . Очевидно, что для сведения Δh к минимуму необходимо компенсировать $\Delta c_{пр}$ путем настройки РСАПП. Как показали расчеты, наиболее эффективным способом настройки является такой, при котором соблюдается равенство

$$-\frac{c_{пр.д}}{R_d} = -\frac{c_{пр.а}}{R_a} \quad (4)$$

Однако, как видно из уравнения (1), при этом достигается лишь синхронное движение муфт 2 регуляторов, но не рейки и золотника АДП. Это объясняется тем, что $R_a \neq R_d$, т.е. положения роликов 3 обоих регуляторов относительно осей качания рычагов различны. Поэтому для сведения Δh к минимуму необходимо соблюдение равенства

$$-\frac{R_d}{R_{1.д}} = -\frac{R_a}{R_{1.а}} \quad (5)$$

Настройка осуществляется при работе двигателя на номинальном режиме путем перемещения ролика РСАПП вдоль промежуточного рычага. Одновременно с этим перемещается и ось крепления тяги золотника таким образом, чтобы выполнялось равенство (5). Устройство для настройки РСАПП, обеспечивающее соотношение $R_a/R_{1.а}$, близкое к равенству (5), разработано и испытано в институте.

Результаты экспериментальных и расчетно-теоретических исследований синхронности работы регуляторов даны на рис. 2, где приведены зависимости $\Delta h = f(\Delta\gamma_d) = f(\gamma_{д\max} - \gamma_d)$ ($\gamma_{д\max}$ — угол поворота рычага управления ВРД до упора в болт ограничения максимальной частоты вращения вала двигателя). Жесткости пружин корректоров обоих регуляторов при расчетах приняты одинаковыми, а соотношение $R_a/R_{1.а}$ — соответствующим конструктивному исполнению устройства.

Уменьшение Δh при увеличении $\Delta\gamma_d$, т.е. при снижении скоростного режима, объясняется уменьшением влияния $R_a/R_{1.а} \neq R_d/R_{1.д}$ на разницу поддерживающих сил регуляторов, что видно из уравнения (1).

При переключении на низшую передачу (рис. 2, б) расчетная ошибка регулирования Δh появляется только при переводе двигателя на средние скоростные режимы ($\Delta\gamma_d > 16^\circ$), когда восстанавливающая сила образуется под действием не только пружины корректора 7, но и пружины 6 РСАПП. Для углов $\Delta\gamma_d = 16-20^\circ$ характерно резкое возрастание расчетной Δh , так как при этом корректор полностью срабатывает и восстанавливающая сила образуется только за счет пружины 6 ($\Delta\gamma_d > 20^\circ$).

На высоких скоростных режимах ($\Delta\gamma_d < 16^\circ$) восстанавливающая сила образуется под действием только пружины корректора РСАПП, основной

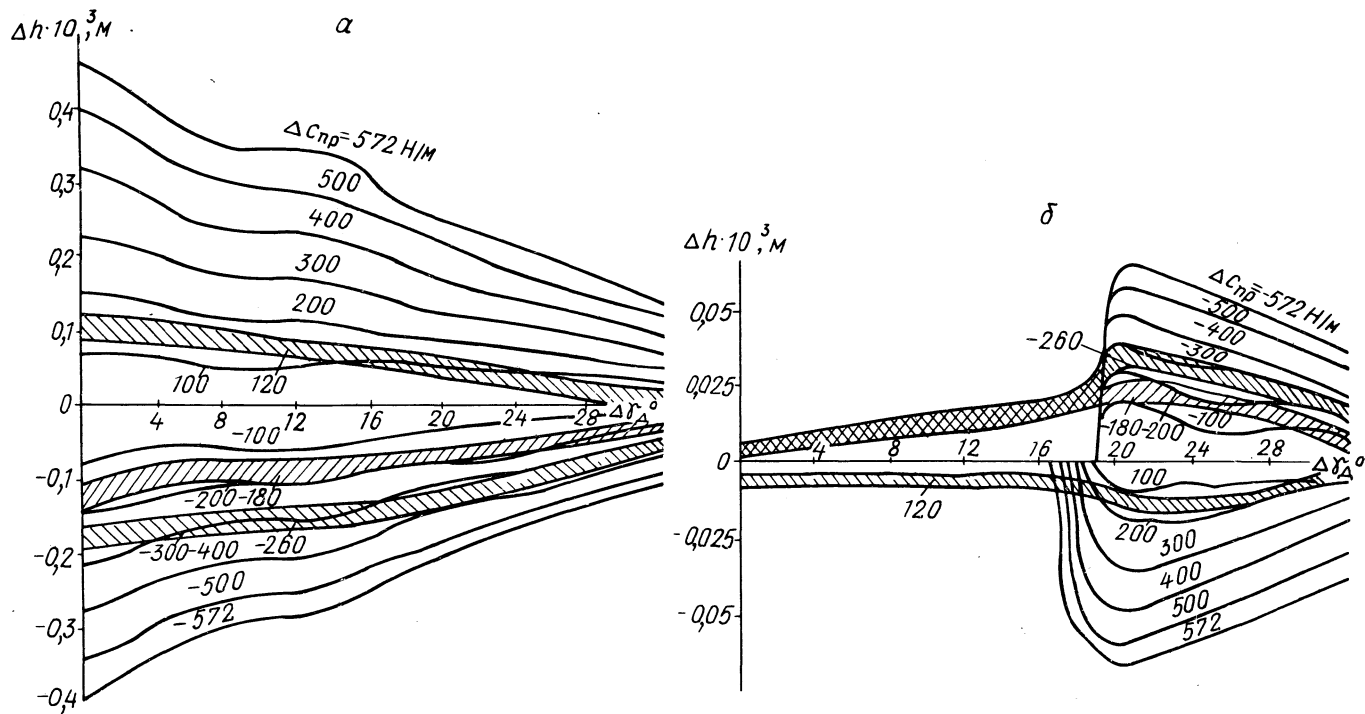


Рис. 2. Статическая ошибка регулирования:

а — при переключении на высшую передачу; б — на низшую передачу (заштрихованы зоны разброса точек при экспериментальных исследованиях).

рычаг при этом прижат к жесткому упору 11, а так, как жесткости пружин корректоров приняты одинаковыми, то расчетная Δh в этом случае равна нулю. Наличие некоторой ошибки регулирования в зоне $\Delta\gamma_{\text{д}} = 0-16^{\circ}$, полученной экспериментально, объясняется тем, что жесткости пружин корректоров ВРД и РСАПП были различными. Кроме того, расхождение расчетных и экспериментальных характеристик на рис. 2 объясняется несоответствием передаточных чисел приводов РСАПП и ВРД ($i_{\text{а}}=2,06$ — для привода РСАПП и $i_{\text{д}} = 2$ — для ВРД).

Как видно из графиков, результаты экспериментов хорошо подтверждают расчетно-теоретические исследования. Статическая ошибка регулирования при $|\Delta c_{\text{пр}}| \leq 200$ Н/м незначительна и не превышает 5–6%, что практически обеспечивает выполнение требуемого закона переключения передач и тем самым эффективную работу САПП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. — М., 1968, с. 120–132.

УДК 621.43.755

Б.Е.Железко, В.Р.Воробьев

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ВОСЬМИЦИЛИНДРОВЫХ V-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Восьмицилиндровые V-образные двигатели внутреннего сгорания широко применяются на транспортных и сельскохозяйственных машинах. При этом наибольшее распространение получила конструктивная схема с углом между рядами цилиндров $\gamma=90^{\circ}$ и коленчатым валом с четырьмя кривошипами, расположенными под углом 90° . Такая схема обеспечивает равномерность чередования одноименных процессов в цилиндрах двигателя при сравнительно неплохой уравновешенности действующих моментов от сил инерции. Уравновешивание действующих результирующих моментов от сил инерции первого порядка и центробежных сил легко достигается установкой противовесов на коленчатом валу. Применяется также схема с углом развала блоков $\gamma = 90^{\circ}$ и плоским четырехколенным валом. Преимущество этой схемы — более технологичная конструкция коленчатого вала.

Однако при работе двигателя с такой конструктивной схемой его опоры испытывают действие неуравновешенной силы инерции второго порядка и момента от этой силы. Как известно, уравновешивание такого двигателя требует применения специального механизма [1].

Известны конструкции восьмицилиндровых V-образных двигателей, имеющие углы развала блоков, отличные от 90° . Так, например, фирмой "Caterpillar" (США) производятся автомобильные восьмицилиндровые дизели мощностью 400 и 450 л.с. (300 и 330 кВт) с углом между рядами цилиндров $\gamma=65^\circ$. Применение таких схем чаще всего диктуется ограничениями габаритов двигателя.

Если в двигателе с углом между рядами γ , отличным от 90° , используется плоский или крестообразный четырехколенный вал, то работа двигателя характеризуется повышенной неравномерностью крутящего момента, вызванной неравномерностью чередования процессов в цилиндрах.

Учитывая, что угол развала блоков влияет не только на равномерность чередования процессов в цилиндрах, но и на уравновешенность двигателя, представляет интерес сравнение различных конструктивных схем восьмицилиндрового V-образного двигателя с точки зрения их уравновешенности.

В связи с этим было проведено аналитическое исследование сил инерции и моментов от них, действующих в двигателях с различными углами между рядами цилиндров и различными схемами коленчатого вала. При этом рассматривались варианты компоновок двигателя с плоскими и крестообразными коленчатыми валами, а также варианты с усложненными схемами коленчатых валов, в которых шатунные шейки, расположенные на одном кривошипе, смещены на определенный угол ψ для сохранения равномерности чередования процессов в цилиндрах. Угол ψ определяется по формуле

$$\psi = 90^\circ - \gamma$$

(следует помнить, что на практике применение усложненных схем коленчатых валов ограничивается технологическими трудностями их изготовления). Анализ уравновешенности различных схем выполнялся по методике, изложенной в работе [2], с использованием ЭВМ "Наири-2". Блок-схема программы анализа уравновешенности приведена на рис. 1. Нужно отметить, что возможности составленной программы не ограничиваются рамками восьмицилиндровых двухрядных двигателей. Ее применение дает возможность анализировать уравновешенность любых компоновок одно- и двухрядных поршневых машин с различным числом цилиндров. В вычислениях по программе были приняты линейные размеры R , H и угловая скорость ω , соответствующие размерам и угловой скорости двигателя ЯМЗ-238. Для обобщения результатов анализа уравновешенности массы деталей, движущихся возвратно-поступательно, и массы вращающихся деталей приняты равными 1 кг.

Результаты вычислений приведены в табл. 1 и проиллюстрированы графиками (рис. 2, 3).

Полученные результаты дают представление о зависимости максимальных неуравновешенных сил инерции и моментов от них, а также их амплитуд от конструктивной схемы коленчатого вала и угла между рядами цилиндров.

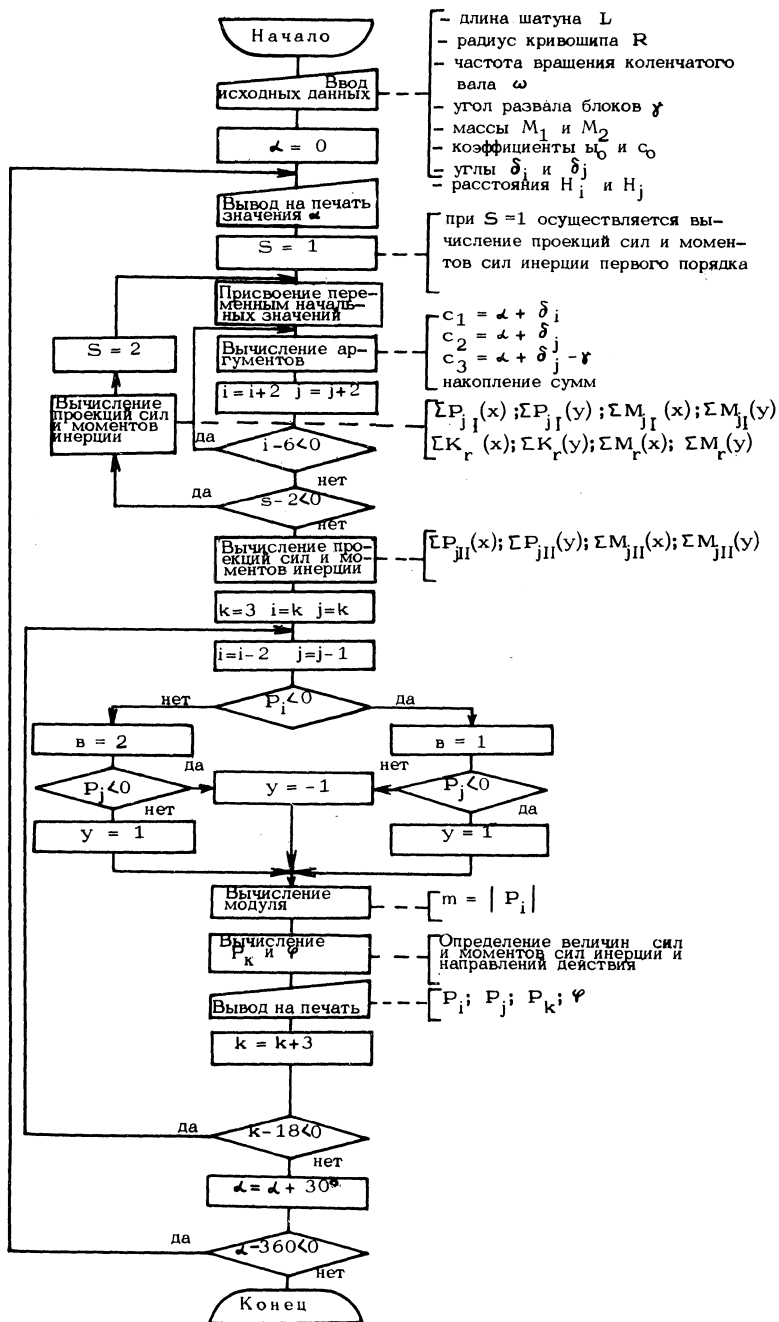
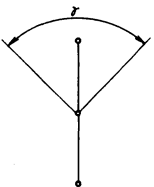
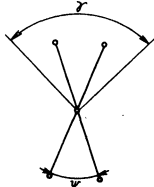
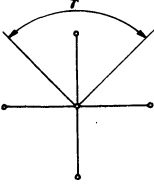
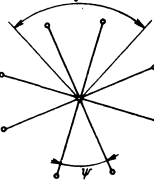


Рис. 1. Блок-схема программы.

Таблица 1

Максимальные значения сил инерции и моментов от сил инерции 8-цилиндровых V-образных двигателей с различными схемами коленчатого вала

Схема расположения кривошипов	γ	ψ	Максимальные значения сил и моментов сил инерции					
			ΣP_{jI}	ΣP_{jII}	ΣK_r	ΣM_{jI}	ΣM_{jII}	ΣM_r
	град	град	м·с ⁻²	м·с ⁻²	м·с ⁻²	м ² ·с ⁻²	м ² ·с ⁻²	м ² ·м ⁻²
	0	—	0	729,15	0	0	233,87	0
	30	—	0	530,33	0	0	174,02	0
	60	—	0	315,73	0	0	108,08	0
	90	—	0	515,59	0	0	165,72	0
	120	—	0	482,29	0	0	159,06	0
	150	—	0	352,15	0	0	112,97	0
	180	—	0	0	0	0	15,13	0
	0	90	0	0	0	0	15,13	0
	30	60	0	188,71	0	0	62,27	0
	60	30	0	364,57	0	0	117,67	0
	90	0	0	515,59	0	0	165,72	0
	120	-30	0	631,46	0	0	202,68	0
	150	-60	0	704,31	0	0	225,94	0
	180	-90	0	729,15	0	0	233,87	0
	0	—	0	0	0	414,05	0	218,22
	30	—	0	0	0	406,49	0	218,22
	60	—	0	0	0	321,44	0	218,22
	90	—	0	0	0	218,22	0	218,22
	120	—	0	0	0	321,44	0	218,22
	150	—	0	0	0	406,49	0	218,22
	180	—	0	0	0	414,05	0	218,22
	0	90	0	0	0	308,06	0	154,31
	30	60	0	0	0	297,60	0	188,99
	60	30	0	0	0	266,95	0	210,79
	90	0	0	0	0	218,22	0	218,22
	120	-30	0	0	0	266,95	0	210,79
	150	-60	0	0	0	297,60	0	188,99
	180	-90	0	0	0	308,06	0	154,31

Примечания: Суммарные силы инерции: ΣP_{jI} — первого порядка; ΣP_{jII} — второго порядка; ΣK_r — вращающихся масс КШМ.

Суммарные моменты от сил инерции: ΣM_{jI} — первого порядка; ΣM_{jII} — второго порядка; ΣM_r — вращающихся масс КШМ.

В таблице приведены величины удельных (отнесенных к 1 кг массы) сил и моментов.

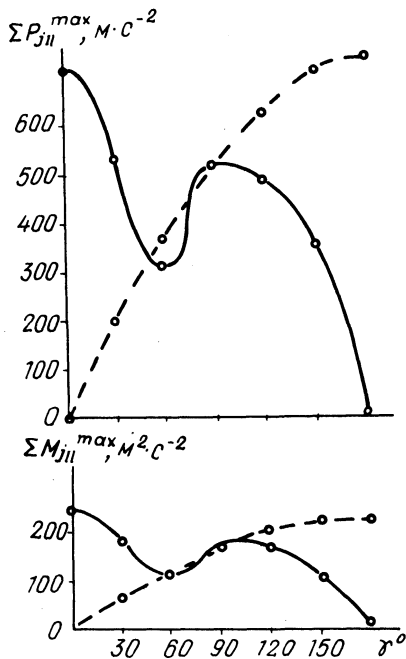


Рис. 2. Графики зависимости максимальных сил и моментов от сил инерции от угла развала блоков для плоского коленчатого вала:
 — шатунные шейки на кривошипе соосны; - - - шатунные шейки на кривошипе разнесены на угол ψ .

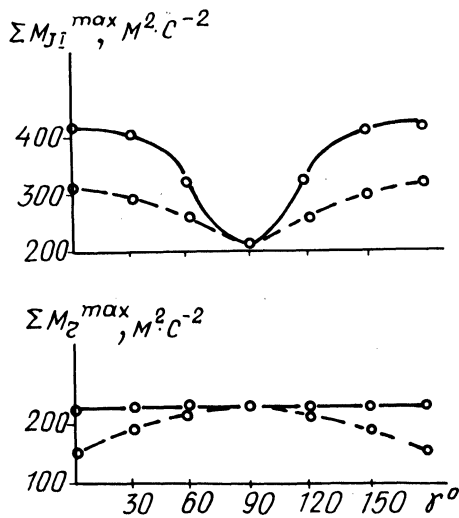


Рис. 3. Графики зависимости максимальных сил и моментов от сил инерции от угла развала блоков для крестообразного коленчатого вала:
 — шатунные шейки на кривошипе соосны; - - - шатунные шейки на кривошипе разнесены на угол ψ .

Из табл. 1 видно, что работа двигателя, у которого кривошипы коленчатого вала (простого или с разнесенными на угол ψ шатунными шейками) расположены в одной плоскости, характеризуется действием передаваемой на опоры результирующей силы инерции второго порядка ΣP_{jII} и результирующего момента от этой силы ΣM_{jII} .

В случае применения коленчатого вала с расположением кривошипов в двух взаимоперпендикулярных плоскостях на опоры двигателя передаются результирующие моменты от сил инерции первого порядка ΣM_{jI} и центробежных сил ΣM_r .

Из графиков зависимости максимальных значений сил и моментов сил инерции от угла между рядами цилиндров, построенных для различных схем расположения кривошипов коленчатого вала по данным табл. 1, видно, что

а) для двигателя с плоским коленчатым валом и соосными шатунными шейками характерно уменьшение суммарных сил и моментов с возрастанием угла γ (рис. 2). Величины неуравновешенной силы второго порядка и момента от сил инерции второго порядка при угле $\gamma = 60^\circ$ существенно меньше,

нем при $\gamma = 30^\circ$ и 90° . Поэтому очевидно, что компоновка двигателя с углом между рядами цилиндров $\gamma = 60^\circ$ наиболее предпочтительна с точки зрения достижения хорошей уравновешенности и сокращения габаритной ширины. Однако работа такого двигателя сопровождается повышенной неравномерностью крутящего момента в связи с неравномерностью чередования процессов в цилиндрах;

б) для двигателя с плоским усложненным коленчатым валом характерно возрастание максимальных значений сил и моментов от сил инерции с увеличением угла γ . Такая компоновка позволяет одновременно достичь хорошей уравновешенности и небольшой ширины двигателя при обеспечении равномерности чередования процессов в цилиндрах;

в) наилучшая уравновешенность суммарного момента от сил инерции первого порядка ΣM_{i1} в двигателях с крестообразным коленчатым валом (простым и усложненным) достигается при угле развала блоков $\gamma = 90^\circ$. Такую конструктивную схему имеет большинство выпускаемых восьмицилиндровых V-образных двигателей. Кроме того, как было сказано выше, такой двигатель проще уравновесить.

Сравнение уравновешенности двигателей, отличающихся схемой коленчатого вала и углом между рядами цилиндров, показывает, что наиболее оптимальной компоновкой восьмицилиндрового V-образного двигателя является широко применяемая конструкция с углом $\gamma = 90^\circ$ и крестообразным коленчатым валом с соосными шатунными шейками на одном кривошипе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. — М., 1970, с. 138–140.
2. Железко Б.Е., Тарасик Б.П. Анализ уравновешенности поршневых автотракторных двигателей. — Минск, 1975, с. 3–21.

СОДЕРЖАНИЕ

К с е н е в и ч И.П. Проблемы комплексной автоматизации машинно-тракторных агрегатов	3
А в т у ш к о В.П. Математическая модель пневматического привода противоблокировочной тормозной системы автомобиля	9
Б е л о у с М.М., Г р и ш к е в и ч А.И. Определение требуемой точности работы системы центральной синхронизации	18
Г р и ш к е в и ч А.И., Р у к т е ш е л ь О.С., С т е п а н о в Д.В. Имитация дорожных условий на стенде для испытания систем автоматического управления механической трансмиссией автомобиля	21
К а п у с т и н В.В. Обобщенное уравнение движения рабочей жидкости в трубопроводе гидравлического привода	25
К а п у с т и н В.В., П е р в ы ш и н Н.Н. Особенности работы модулятора противоблокировочной тормозной системы автомобиля особо большой грузоподъемности в трехфазовом режиме	30
М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П., Б а р т о ш П.Р., К и ш к е в и ч П.Н., К р а в е ц Ф.К. Экспериментальное исследование питающей части пневмопривода противоблокировочной тормозной системы	35
М е т л ю к Н.Ф., К и ш к е в и ч П.Н. Математическая модель модулятора ПБС с пневматическим каскадом усиления	40
Я х ь я Б у д и, Р о ж а н с к и й Д.В. Применение АВМ для дешифрации магнитной записи	45
А р т и х о в и ч В.В., М у х и н О.А., Р е у т с к и й И.И., Р о д и о н о в а И.С. Результаты исследования систем воздушного охлаждения тяговых электродвигателей большегрузных автосамосвалов	50
Ф у р у н ж и е в Р.И., Н а п р а с н и к о в В.В. Оптимизация шага в комбинированном алгоритме решения задачи о колебаниях конструкций мобильных машин	54
Ф у р у н ж и е в Р.И., Н а п р а с н и к о в В.В. Об одном алгоритме решения систем линейных алгебраических уравнений, возникающих в задачах динамики упругих систем	59
С а м а р ц е в С.Б., Т а р а с и к В.П., Г у р л е н я В.Н. О влиянии механизмов плавного включения на тепловую динамику фрикционных муфт ГМП	64
А р т е м ь е в П.П. Исследование влияния пружинной подвески задних колес трактора МТЗ-80 на амплитудно-частотную характеристику вертикальных колебаний сиденья водителя	68
А т а м а н о в Ю.Е., С а з о н о в И.С. Динамика системы двигатель-трансмиссия-ведущие колеса-трактор	71
Б а л и ц к и й В.А. Автоматическое регулирование тягово-скоростным режимом работы почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатов	76
Б о г д а н Н.В., Г р и б к о Г.П. Некоторые результаты исследования изменения нормальных реакций на осях прицепов при торможении тракторного поезда	79
Б о й к о в В.П., К р и в и ц к и й А.М. К вопросу исследования силовых и кинематических параметров тракторных шин в дорожно-полевых условиях	83
В а н ц е в и ч В.В., И з р а и л е в и ч Л.С., Л е ф а р о в А.Х. Экспериментальные исследования самоблокирующихся дифференциалов передних ведущих мостов тракторов "Беларусь" МТЗ-52/82	86
Г р и б к о Г.П., С к у р т у л А.И. К вопросу определения параметров автоматической системы регулирования несинхронности срабатывания тормозов звеньев тракторного поезда	89
Ж у к о в с к и й Ю.М., Р а с о л ь к о А.М., С к у р т у л А.И. Обеспечение синхронного торможения звеньев тракторного поезда	92

З е л е н ы й П.В., Я ц к е в и ч В.В., З а р е ц к и й В.П. О влиянии автоматической системы стабилизации крутосклонного трактора на его курсовую устойчивость . . .	96
З а р е ц к и й В.П., З е л е н ы й П.В., Я ц к е в и ч В.В. Анализ механизма автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора	100
И в а н д и к о в М.П. К вопросу автоматического торможения тракторного поезда двигателем на горизонтальном участке	103
Л а п о т к о О.П. О функциональной эффективности рабочих жидкостей гидроприводов	105
Л а н г а з о в В.Н., С т р и н а д к о В.П. Экспериментальные исследования влияния параметров муфты и гидросистемы управления на динамическую нагруженность механизма ВОМ колесного трактора кл. 20 кН	108
С к о й б е д а А.Т., Б и р и ч В.В. Автоматическая блокировка дифференциала с самовыключающейся муфтой предельного момента.	113
Т а р а с и к В.П., Г а л ю ж и н С.Д., М р о ч е к В.И. Исследование статической ошибки регулирования системы автоматического переключения передач	117
Ж е л е з к о Б.Е., В о р о б ь е в В.Р. Сравнительный анализ уравновешенности восьмицилиндровых V-образных двигателей с применением ЭВМ	122

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Вы п у с к 16

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МОБИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ

Редактор Л.Р.Д у б р о в с к а я. Худож. редактор Ю.С.С е р г а ч е в. Мл. редактор Г.П.П о н о м а р ч у к. Техн. редактор. Г.А.Л а к и ш и к. Корректоры Н.И.Б о н д а р е н к о, З.Б.Б о б о р ы к о. График Н.В.Ж у р а в л е в а. Оператор М.К.Б о р и с о в а. ИБ № 1147

Подписано к печати 19.01.81. АТ 18008. Формат 60х90 1/16. Бумага офсет. Офсет печать. Гарнитура Пресс Роман. Усл.-печ. л. 8,5. Усл. кр.-отт. 8,69. Уч.-изд. л. 9,11. Тираж 500 экз. Зак. 5620. Цена 1 р. 40 к.

Издательство "Высшая школа" Государственного комитета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220048. Минск, Проспект Машерова, 11. Типография "Победа". Молодечно, ул. Тавлая, 11.

Отпечатано с оригинал-макета, подготовленного в издательстве "Высшая школа".

РЕФЕРАТЫ

УДК 631.372 – 52

К с е н е в и ч И.П. Проблемы комплексной автоматизации машинно-тракторных агрегатов. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 3–8.

Ставятся задачи комплексной автоматизации машинно-тракторных агрегатов. Рассматриваются основные направления опытно-конструкторских работ по решению проблем автоматизации МТА. – Ил. 2.

УДК 629.113 – 597.5

А в т у ш к о В.П. Математическая модель пневматического привода противоблокировочной тормозной системы автомобиля. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 9–18.

Приведены разработанные динамические схемы пневмопривода противоблокировочной тормозной системы грузовых двусосных и трехсосных автомобилей при различных схемах установки модуляторов и датчиков, а также математические модели этих систем. Модели учитывают ряд нелинейностей, присущих указанному пневмоприводу, и позволяют исследовать динамику пневмопривода при двух-, трех и четырехфазовом алгоритме работы противоблокировочной тормозной системы. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.113 – 585

Б е л о у с М.М., Г р и ш к е в и ч А.И. Определение требуемой точности работы системы центральной синхронизации. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 18–21.

Точность работы системы управления определена на основании зависимости величины максимального динамического момента в трансмиссии при переключении передач от величины рассогласования частот вращения вводимых в зацепление элементов зубчатых муфт. - Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 629.113.001.6

Г р и ш к е в и ч А.И., Р у к т е ш е л ь О.С., С т е п а н о в Д.В. Имитация дорожных условий на стенде для испытания систем автоматического управления механической трансмиссией автомобиля. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 21–25.

Описан метод имитации момента суммарного сопротивления движению автомобиля на инерционном стенде с помощью цифровой управляющей вычислительной машины (УЦВМ), аналого-цифровых и цифро-аналоговых преобразующих устройств и порошкового тормоза. Приведена блок-схема алгоритма работы УЦВМ в режиме управления тормозной установкой стенда. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.113

К а п у с т и н В.В. Обобщенное уравнение движения рабочей жидкости в трубопроводе гидравлического привода. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 25–29.

Предлагается метод расчета переходных процессов гидравлических приводов с помощью одной системы дифференциальных уравнений независимо от изменяющегося режима течения жидкости в трубопроводах ламинарного или турбулентного. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 621.113

Капустин В.В., Первышин Н.Н. Особенности работы модулятора противоблокировочной тормозной системы автомобиля особо большой грузоподъемности в трехфазовом режиме. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 30–35.

Приведены результаты экспериментального исследования модулятора с целью оценки его работоспособности и надежности функционирования в трехфазовом режиме работы противоблокировочной тормозной системы. Предлагаются зависимости, которые качественно и количественно характеризуют переходные процессы, протекающие в гидравлическом тормозном контуре при работе модулятора в циклическом режиме. На основании полученных результатов разработаны рекомендации по выбору параметров функционирования модулятора, обеспечивающие требуемое качество работы противоблокировочной тормозной системы. – Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 629.113 – 597.5

Экспериментальное исследование питающей части пневмопривода противоблокировочной тормозной системы/ Н.Ф.Метлюк, В.П. Автушко, П.Р.Бартош и др. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 35–39.

Изложена методика и результаты экспериментальных исследований питающей части пневматического привода противоблокировочной тормозной системы грузового автомобиля. Особое внимание обращено на энергоемкость питающей части. – Ил. 4. Библиогр. 3.

УДК 629.113 – 597. 3

Метлюк Н.Ф., Кишкевич П.Н. Математическая модель модулятора ПБС с пневматическим каскадом усиления. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 40–44.

Предложена математическая модель исследования модулятора противоблокировочной системы (ПБС). Приведены некоторые из основных результатов расчета модулятора пневматического тормозного привода с ПБС в виде графиков. Рассматривается возможность регулирования времени срабатывания пневматического каскада усиления путем изменения основных конструктивных параметров модулятора ПБС. – Ил. 3. Библиогр. 3

УДК 629.113

Буди Я., Рожанский Д.В. Применение АВМ для дешифрации магнитной записи. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 45–49.

Рассмотрены некоторые вопросы обработки с помощью АВМ процессов, зарегистрированных на магнитной ленте. Приведена блок-схема для определения скорости автомобиля по отметкам оборотов его колеса и получения часового расхода топлива по записи импульсов, регистрирующих потребление двигателем порции горючего заданного веса. Предложена схема аналогового счетчика импульсов и схема компенсатора выпадения сигнала. – Ил. 3.

УДК 629.114.42 – 585 – 717

Результаты исследования систем воздушного охлаждения тяговых электродвигателей большегрузных автосамосвалов/ В.В. Артихович, О.А. Мухин, И.И. Редько и И.С. Родионов. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 50–54.

Представлены результаты теоретического и экспериментального исследования систем воздушного охлаждения тяговых электродвигателей при работе в различных температурных условиях, методика расчета систем, определение шумовой характеристики на примере автосамосвалов БелАЗ. – Ил. 2. Библиогр. 7.

УДК 624.042.8

Фурунжиев Р.И., Напрасников В.В. Оптимизация шага в комбинированном алгоритме решения задачи о колебаниях конструкций мобильных машин. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 54–59.

Математические модели реальных конструкций мобильных машин являются нелинейными и большеразмерными. Поэтому при поиске оптимальных проектно-конструкторских решений цена одного оптимизационного шага очень высока. В статье на примере алгоритма Вильсона показана возможность предварительной оптимизации параметров математического аппарата описания конструкции. Приведены результаты цифрового моделирования. Построены характеристики устойчивости метода от величины шага и зависимости оптимального шага от параметров конструкции. – Ил. 4. Табл. 1. Библиогр. 6.

УДК 624.042.8

Фурунжиев Р.И., Напрасников В.В. Об одном алгоритме решения систем линейных алгебраических уравнений, возникающих в задачах динамики упругих систем. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 59–63.

При конструировании автомобилей и тракторов все большее значение приобретает экономия металла за счет оптимального расчета конструкций. В статье приведен алгоритм типа релаксации, позволяющий повысить точность решения за счет рационального использования памяти ЦВМ. Этим создается возможность экономии материалов при создании конструкций автомобилей и тракторов. Работа алгоритма исследована на тестовой задаче. – Ил.1. Табл. 1. Библиогр. 5.

УДК 629.113:621.825

С а м а р ц е в С.Б., Т а р а с и к В.П., Г у р л е н я В.Н. О влиянии механизмов плавного включения на тепловую динамику фрикционных муфт ГМП. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами," 1981, вып. 16, с. 64–67.

Приведены результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований влияния механизмов плавного включения на тепловой режим работы фрикционных элементов многодисковых муфт БелАЗ-540. – Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 631.37:629.114.2

А р т е м ь е в П.П. Исследование влияния пружинной подвески задних колес трактора МТЗ-80 на амплитудно-частотную характеристику вертикальных колебаний сиденья водителя. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 68-71.

Приведен анализ влияния параметров независимой пружинной подвески задних колес трактора МТЗ-80 на амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) вертикальных колебаний сиденья водителя. Установлено, что подрессоривание задних колес трактора – наиболее эффективный путь снижения максимума АЧХ. Применение подвески смещает максимум АЧХ в зону более низких частот (8–10 1/с). Это позволяет определить оптимальный диапазон частот колебаний подвесок колес и сиденья водителя. – Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2

А т а м а н о в Ю.Е., С а з о н о в И.С. Динамика системы двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–трактор. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 71–75.

Рассматривается работа системы двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–трактор, которая приводит в соответствие скорость движения и тяговое усилие трактора в зависимости от изменения внешних эксплуатационных условий. Представлена система уравнений, учитывающая работу этой системы при криволинейном движении трактора, а также некоторые результаты расчетов. – Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 631.31 + 631.331 – 52

Б а л и ц к и й В.А. Автоматическое регулирование тягово-скоростным режимом работы почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатов,"Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 76–78.

Описана конструкция машины с тягово-инерционным приводом. При работе машины осуществляется автоматическое регулирование силы тяги и скорости движения трактора в зависимости от свойств разрабатываемого грунта при одновременном увеличении усилия воздействия рабочего органа на грунт. – Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.113.3 – 592

Б о г д а н Н.В., Г р и б к о Г.П. Некоторые результаты исследования изменения нормальных реакций на осях прицепов при торможении тракторного поезда. "Автотрак-

торостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 79–83.

Приводятся результаты теоретических и экспериментальных исследований изменения нормальных реакций на осях прицепов при торможении тракторного поезда. Анализируется влияние на характер изменения нормальных реакций конструктивных особенностей подвески прицепа, усилий в тягово-сцепных устройствах трактора и прицепа и темпа нарастания тормозных моментов на колесах прицепа. – Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 631.372.012.5

Б о й к о в В.П., К р и в и ц к и й А.М. К вопросу исследования силовых и кинематических параметров тракторных шин в дорожно-полевых условиях. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 83–86.

Приведена принципиальная схема установки для дорожно-полевых исследований тракторных шин в ведомом, ведущем и тормозном режимах, описана ее работа, а также способ замера сил и моментов, действующих на испытываемую пневматическую шину. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.113.2 – 587

В а н ц е в и ч В.В., И з р а и л е в и ч Л.С., Л е ф а р о в А.Х. Экспериментальные исследования самоблокирующихся дифференциалов передних ведущих мостов тракторов "Беларусь" МТЗ-52/82. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 86–89.

Приведены результаты экспериментальных исследований стабильности и симметричности блокирующих свойств самоблокирующихся дифференциалов тракторов МТЗ-52/82 с различными материалами трущихся поверхностей фрикционных муфт и наработкой. Установлен закон изменения коэффициента блокировки от наработки трактора для различных фрикционных материалов. Указаны пути повышения стабильности блокирующих свойств дифференциалов. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.113.3 – 592

Г р и б к о Г.П., С к у р т у л А.И. К вопросу определения параметров автоматической системы регулирования несинхронности срабатывания тормозов звеньев тракторного поезда. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 89–91.

Изложены результаты теоретических исследований влияния несинхронности срабатывания тормозных систем звеньев поезда на его устойчивость движения при торможении. Разработаны рекомендации по выбору допустимых пределов несинхронности срабатывания и показаны возможности их реализации. Статья представляет практический интерес при проектировании тормозных систем многозвенных транспортных средств. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.114.592

Ж у к о в с к и й Ю.М., Р а с о л ь к о А.М., С к у р т у л А.И. Обеспечение синхронного торможения звеньев тракторного поезда. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 92–96.

Описана конструкция и результаты теоретических и экспериментальных исследований пневматической тормозной системы трактора "Беларусь" кл. 14 кН, обеспечивающей синхронное торможение звеньев поезда. – Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 3.

УДК 631.372 – 78

Зеленый П.В., Яцкевич В.В., Зарецкий В.П. О влиянии автоматической системы стабилизации крутосклонного трактора на его курсовую устойчивость. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 96–100.

Установлена одна из причин нарушения курсовой устойчивости крутосклонного трактора, связанная с особенностями работы механизма выравнивания. Предложены аналитические зависимости для определения сползания оси заднего моста и угла отклонения траектории трактора от заданной при движении по склону переменной крутизны. – Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 631.372 – 78

Зарецкий В.П., Зеленый П.В., Яцкевич В.В. Анализ механизма автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 100–103.

Проведен анализ механизма автоматической стабилизации остова крутосклонного трактора. Предложены аналитические зависимости для определения траектории движения колеса, скорости стабилизации, а также сил, действующих на механизм выравнивания. – Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2.02 – 592

Ивандииков М.П. К вопросу автоматического торможения тракторного поезда двигателем на горизонтальном участке. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 103–104.

Приведены результаты испытаний по торможению двигателем одиночного трактора Т-150К и с прицепом ЗПТС-12. Обосновывается необходимость применения вспомогательной тормозной системы для тракторов кл.30–50 кН и автоматического привода для управления тормозом-замедлителем. – Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 621 – 82 – 19

Лапотко О.П. О функциональной эффективности рабочих жидкостей гидроприводов. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 105–108.

Рассматривается рабочая жидкость гидроприводов как рабочее тело, которое переносит гидравлическую энергию в виде потока сил от насоса к гидродвигателю и при этом поддерживает работоспособность гидромашин и механизмов, описаны основные функции жидкости. Показано, что оптимальному значению различных функциональных свойств соответствуют противоположные физико-химические свойства рабочих жидкостей. Для характеристики нагруженности рабочих жидкостей предложен коэффициент, количественное значение которого зависит от давления нагнетания и расхода в системе,

максимальной установившейся температуре рабочей жидкости в объеме, общего количества жидкости в системе и коэффициента полезного действия. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2 – 585.21

Лангазов В.Н., Стринадко В.П. Экспериментальные исследования влияния параметров муфты и гидросистемы управления на динамическую нагруженность механизма ВОМ колесного трактора кл. 20 кН. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 108–113.

Приведены результаты экспериментальных исследований динамической нагруженности механизма ВОМ колесного трактора кл. 20 кН с различными золотниками клапана управления. Установлено, что применение золотника с нагнетательными отверстиями $O\ 3,6$ мм вместо $O\ 3,2$ мм снижает на 15% максимальный крутящий момент на хвостовике ВОМ. – Ил. 3.

УДК 629.114.2 – 2.001.2

Скойбеда А.Т., Бирич В.В. Автоматическая блокировка дифференциала с самовыключающейся муфтой предельного момента. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 113–117.

Описана конструкция автоматической блокировки дифференциала трактора Т-25А. Приведены зависимости для определения момента блокировки и расчета упругого элемента муфты, результаты экспериментальных исследований при работе на пахоте. – Ил. 2. Табл. 2. Библиогр. 6.

УДК 629.113.585.

Тарасик В.П., Галужин С.Д., Мрочек В.И. Исследование статической ошибки регулирования системы автоматического переключения передач. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 117–122.

Рассмотрены причины несинхронной работы регуляторов системы автоматического переключения передач и двигателя и возникающей в связи с этим статической ошибки регулирования. Предложен способ настройки регулятора системы. Приведены результаты экспериментальных и расчетно-теоретических исследований синхронности при настройке регулятора данным способом. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 621.43.755

Железко Б.Е., Воробьев В.Р. Сравнительный анализ уравновешенности восьмицилиндровых V-образных двигателей с применением ЭВМ. "Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами", 1981, вып. 16, с. 122–127.

Дается краткий обзор применяемых компоновок восьмицилиндровых V-образных двигателей. Приводятся результаты анализа уравновешенности, проведенного для различных значений углов между рядами цилиндров и схем коленчатого вала. Дается блок-схема программы для вычисления результирующих сил инерции и моментов от сил инерции, действующих в рядном или V-образном двигателе с различным числом цилиндров. Анализируются преимущества и недостатки, присущие той или иной компоновочной схеме. – Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 2.