
АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

**Автоматизированные
системы управления
автомобилей, тракторов
и их двигателей
Вып. 10**

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР
БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ**

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

**Автоматизированные системы
управления автомобилями,
тракторов
и их двигателей
выпуск 10**

Главный редактор профессор Н.Ф. Метлюк

Редакционный совет:

А.Ф. Андреев, С.М. Белов, М.П. Бренч, Г.Ф. Буту -
сов, М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, В.В.
Кацыгин, Г.М. Кокин, И.П. Ксеневич, А.Х. Лефаров, Г.И.
Мамити, М.А. Разумовский, Н.В. Розанов, А.Т. Ской -
беда, А.Ф. Тихонов, Р.И. Фурунжиев.

Ответственный за выпуск В.В. Гуськов

В сборнике помещены статьи, содержащие результаты ана-
литических и экспериментальных исследований автоматизирован-
ных систем управления агрегатами автомобилей и тракторов.
Рассматриваются вопросы автоматизации управления тормозной
динамикой, плавностью хода, устойчивостью прямолинейного
движения, тягово-скоростным режимом машинно-тракторных аг-
регатив.

Сборник будет полезен инженерно-техническим работникам
автотракторных предприятий, научно-исследовательских инсти-
тутов, преподавателям вузов, аспирантам и студентам, обучаю-
щимся по специальностям автотракторостроения.

А 31803 -- 009 109--78
М304 (05)--78



Издательство "Вышэйшая школа", 1978

И.П. Ксенович, канд. техн. наук
(Минский тракторный завод),
В.В. Гуськов, докт. техн. наук,
А.Т. Скойбеда, канд. техн. наук
(Белорусский политехнический
институт)

ПЕРСПЕКТИВЫ КОМПЛЕКСНОЙ АВТОМАТИЗАЦИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ НА БАЗЕ ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ

Современные универсально-пропашные тракторы, производящие около ста двадцати операций в растениеводстве, становятся все более сложными для управления человеком. Качество и точность выполнения технологических процессов агрегатами на базе таких тракторов с увеличением их энергонасыщенности и рабочих скоростей существенно ограничиваются физиологическими возможностями тракториста-оператора. Колебания, шум и высокие температуры, действующие на водителя при работе на тракторе, к концу рабочей смены в 1,5 – 2 раза снижают его возможности при выработке необходимой реакции на внешние возмущения. В результате нарушаются требования агротехники и ухудшается качество выполняемых работ, что в конечном счете приводит к потере урожая и снижению эффективности труда. Дальнейшая интенсификация процессов в полеводстве возможна только на базе создания автоматизированных машинно-тракторных агрегатов (АМТА), которые позволят наилучшим образом использовать технологические и энергетические возможности высокопроизводительных сельскохозяйственных машин.

Основные требования, которым должны удовлетворять АМТА, заключаются в следующем:

- системы управления АМТА должны быть самонастраивающимися по многомерным параметрам в зависимости от почвенно-климатических условий, свойств обрабатываемой среды и выполняемых операций;
- объекты должны быть конструктивно приспособленными для осуществления локальной или полной автоматизации;
- аппаратные решения систем АМТА должны быть достаточно простыми, надежными и максимально унифицированными,

с различной настройкой для большинства мобильных агрегатов, используемых в сельском хозяйстве.

ГСКБ Минского тракторного завода по универсально-пропашным тракторам совместно с другими научными организациями (АН БССР, ЦНИИМЭСХ, БПИ) разрабатывают и успешно применяют методы системного подхода в решении перечисленных задач, базирующиеся на функционально-информационном моделировании процесса создания АМТА с помощью ЭВМ. При этом предусматривается выполнение следующих основных этапов:

- изучение и моделирование условий работы отдельных агрегатов (многообразие среды, объемы работ, агротехнические требования и др.);

- составление модели технико-экономического обоснования основных параметров АМТА по заданным критериям с учетом стоимости конечного продукта обеспечения программного повышения урожайности и производительности труда;

- составление и исследование модели АМТА как объекта регулирования с оптимизацией режимов работы отдельных его систем;

- разработка, исследование и уточнение параметров и режимов работы АМТА в производственных условиях.

Реализацию проблемы создания АМТА, по нашему мнению, необходимо начинать с выделения отдельных подсистем.

Таковыми подсистемами являются (рис. 1):

- подсистема управления тяговым режимом (двигатель, трансмиссия, средства изменения тяговых качеств: блокировка дифференциала, дополнительный ведущий мост, гидроувеличитель сцепного веса, полугусеничный ход и др.);

- подсистема управления технологическим процессом (контроль и управление глубиной обработки почвы, качеством заделки семян, внесением удобрений и т.д.);

- подсистема контроля технического состояния агрегата (контроль за работой систем двигателя, наличием смазки в трансмиссии, работой пневмосистемы и т.д.);

- подсистема контроля направления движения (автоматизация управления средствами улучшения управляемости и устойчивости движения, автоматизация процесса вождения и т.д.).

Разработка подсистемы управления тяговым режимом осуществляется путем создания единого логического блока, выполняющего автоматическое управление режимом работы двигателя, регулирование тягово-сцепных качеств и скорости дви-

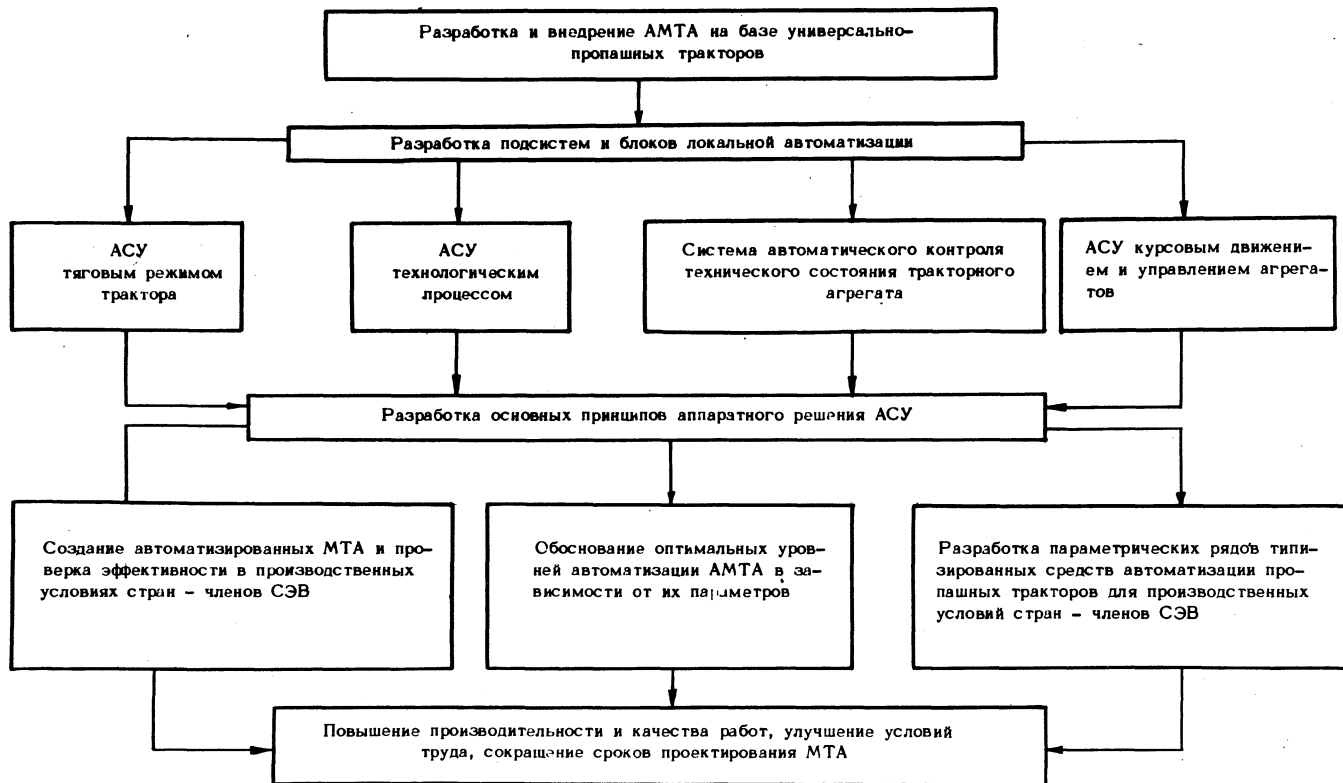


Рис. 1. Структурная схема решения проблемы создания автоматизированных машинно-тракторных агрегатов (АМТА).

жения. Применение на современных тракторах коробок с переключением передач управляемыми фрикционными муфтами, а также гидрообъемных и электрических трансмиссий создает реальные возможности решения данной проблемы.

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 полностью использована из-за ограничения скорости агрегата и ширины захвата по условиям агротехники. Здесь важное значение приобретают качество междурядной обработки, топливная экономичность и условия труда тракториста.

Удовлетворить все указанные требования возможно при использовании на универсально-пропашных тракторах многорежимной системы автоматического переключения передач (САПП), настраиваемой на тот или иной режим в зависимости от вида выполняемой работы и состава агрегата.

Наряду с перечисленными требованиями к САПП важное значение также имеют: наличие дублирующего ручного управления, используемого при переездах, подъезде к сельхозмаши-не, входе в загон и выходе из него; обеспечение переключения любого количества передач без дополнительного усложнения САПП; выбор оптимальных зон нечувствительности до и после переключения передач.

Наряду с разработкой САПП трансмиссии с гидравлически управляемыми фрикционными муфтами создаются системы автоматического регулирования режимов совместной работы бесступенчатой гидрообъемной трансмиссии и двигателя. Конструкция датчика загрузки двигателя по расходу топлива, который может использоваться в системе автоматического управления как ступенчатой, так и бесступенчатой трансмиссии, в настоящее время отработана ГСКБ и проходит эксплуатационные испытания на тракторе.

ГСКБ совместно с Белорусским политехническим институтом работают над созданием системы автоматического управления средствами повышения проходимости и функциональным объединением ее с САПП. Такая система обеспечивает постоянство тягово-сцепных качеств путем автоматического управления всеми средствами повышения проходимости, которыми оборудованы современные тракторы.

На тракторах "Беларусь" внедряется подсистема контроля и управления технологическим процессом. Требуемая глубина обработки почвы обеспечивается универсальной раздельно-агрега-

тной гидросистемой с силовым, высотным и комбинированным регулированием при работе трактора с навесными машинами.

Техническое состояние агрегатов трактора контролируется следящими системами теплового режима двигателя и микроклимата кабин, состояния и режима работы трансмиссии.

Тепловое состояние двигателя поддерживается регулированием режима работы вентилятора, который автоматически включается лишь при достижении определенной температуры в системе охлаждения двигателя. В условиях низкого теплового режима двигателя вентилятор не работает. Тепловой режим воздуха в кабине поддерживается блоком отопления и охлаждения.

Наиболее трудной технической задачей в решении проблемы создания АМТА является разработка эффективной системы контроля за направлением движения и управления им, т.е. автоматизация процесса вождения. Эта задача – и наиболее актуальна, так как позволяет существенно (в 1,5 – 2 раза) повысить производительность агрегатов при междурядной обработке. Кроме того, разработка таких систем обеспечит возможность создания автоматизированных агрегатов-роботов. Экономическая эффективность применения тракторов-роботов будет обеспечена за счет: увеличения поступательных рабочих скоростей АМТА на 25% и выше; упрощения конструкции систем управления и защиты тракториста-оператора на тракторе; увеличения продолжительности высококачественной работы АМТА до 20 часов в сутки; максимального использования технико-экономических возможностей более совершенных АМТА.

ГСКБ ведет работы по созданию автоматов вождения, составной частью которых является электрогидравлическая система определения положения агрегата с внутренней обратной связью.

Резюме. Создание средств локального автоматического контроля и регулирования согласно рассмотренным подсистемам обеспечит переход к комплексной автоматизации мобильных агрегатов, когда все операции по возделыванию и уборке сельскохозяйственных культур будут полностью автоматизированы, а контроль за работой группы агрегатов будет осуществлять оператор с диспетчерского пункта.

Тракторный агрегат (Т) работает в условиях постоянно изменяющихся параметров профиля пути и физико-механических свойств почвы, что проявляется в изменении его выходных параметров тягового усилия и рабочей скорости движения. Выходные параметры измеряются датчиком (Д), связанным с усилительно-преобразующим устройством (УП), на который поступают сигналы в функции выходных параметров и усиливаются или преобразовываются им в сигналы, воспринимаемые логическим блоком (ЛБ). Логический блок настроен на определенные начальные условия (НУ), с которыми сравниваются поступающие из усилительно-преобразующего устройства сигналы. В результате сравнения и в зависимости от диапазона изменения выходных параметров в логическом блоке вырабатывается сигнал для включения соответствующего средства повышения тяги или скорости движения. Таким образом происходит попередное включение всех объединяемых АСУ средств повышения проходимости.

Логический блок производит также оценку возможностей отдельных средств повышения проходимости и в случае их недостаточности (при резком ухудшении тягово-сцепных свойств опорной поверхности) переключает передачи на более низкую ступень или воздействует на блок бесступенчатого изменения скорости (БИС).

Представленная схема АСУ тяговым режимом использует в качестве информационно-управляющих переменных, поступающих на логический блок, положение рейки топливного насоса, крюковое усилие и буксование трактора. В качестве корректирующей переменной, при необходимости по начальным условиям сохранения постоянной рабочей скорости движения, используют положение педали изменения подачи топлива.

В целом автоматические системы управления тяговым режимом должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- обеспечивать постоянство характеристик технологического процесса и загрузки двигателя;
- система должна быть самонастраивающейся по многомерным параметрам в зависимости от заданных начальных условий;
- аппаратные решения системы должны быть простыми, надежными и обеспечивать широкий диапазон настройки начальных условий;
- система должна обеспечивать в пределах допуска качество и высокую надежность управления.

В общем случае АСУ тяговым режимом МТА представляет собой сложную динамическую систему, на вход которой поступают возмущающие воздействия (условия работы) и воздействия управления, а на выход – показатели работы. Система может быть описана дифференциальными уравнениями вида

$$W_i[\vec{X}_i(t)] = \vec{Y}_i(t) + \vec{F}_i(t), \quad (i=1, 2, \dots, k), \quad (1)$$

где $W_i[\vec{X}_i(t)]$ – дифференциальный оператор от функции выходной координаты (показателя работы); $\vec{Y}_i(t)$ – вектор-функция управляющего воздействия в i -м контуре; $\vec{F}_i(t)$ – вектор-функция возмущающего воздействия (условий работы) по i -му контуру.

С точки зрения задач регулирования автоматизированные системы управления тяговым режимом (АСУТР) следует отнести к системам, для которых оптимум обеспечивается оптимизацией каждого в отдельности регулируемого параметра.

Так, если в тракторном транспортном агрегате максимизировать производительность, то необходимо оптимизировать тяговый, скоростной и тормозной режимы. В этом случае можно получить наименьшие затраты денежных или трудовых ресурсов на выполнение заданного объема работ, т.е. задача сводится к оптимизации некоторого обобщенного критерия, например эффективности труда.

Матричное уравнение для случая связи систем управления через нагрузку в изображениях по Лапласу имеет вид [1]:

$$P_H = A_H^{-1} [K_C X_{i \text{ эт}} + G F_i + B F_i], \quad (2)$$

где P_H – регулируемый обобщенный параметр (производительность агрегата, эффективность труда и др.); A_H^{-1} – обратная матрица параметров системы управления; K_C – коэффициент усиления i -й подсистемы; $X_{i \text{ эт}}$ – эталонное (заданное) значение регулируемого параметра; G – матрица знаменателя передаточной функции (собственный оператор) объекта регулирования; B – матрица коэффициентов, определяющих влияние нагрузки на регулируемую величину; F_i – матрица нагрузки по i -му контуру.

Составив матричные выражения и выполнив необходимые преобразования, можно получить уравнения каждой регулируемой величины и найти ее значение, удовлетворяющее заданным условиям.

Определение качества регулирования путем сравнения амплитудно-частотных характеристик функции возмущающих воздействий и выходных координат позволяет выработать требования к логическим и динамическим свойствам системы. При этом требуется выполнение условий

$$T(\vec{F}) \geq T(\vec{X}), \quad \omega(\vec{X}) \leq \omega(\vec{F}), \quad (3)$$

где $T(\vec{F})$, $\omega(\vec{F})$ и $T(\vec{X})$, $\omega(\vec{X})$ – период и частота многомерной вектор-функции возмущающих воздействий и вектор-функции выходной координаты.

Для систем регулирования тягового режима необходимо оценить влияние локальных подсистем повышения тяги, которые включены в общую систему, на характеристики выходного параметра и определить требования к системе в целом.

Раскрытие внутренней структуры процесса регулирования возможно при использовании характеристик вариационной статистики: автокорреляционной функции, спектральной плотности, взаимно-корреляционных функций, вероятности пребывания процесса вне и в поле допуска по времени и среднему числу отклонений и других характеристик.

Оптимальная динамическая система регулирования должна обеспечивать меньшие значения дисперсии ($D_{\text{вых}}$) функции выхода и вероятности пребывания ее вне поля допуска, а также более пологий вид автокорреляционной функции. Функция спектральной плотности должна быть более крутой, т.е. спектр дисперсий выхода должен сосредоточиваться в области более низких частот. Коэффициенты взаимной корреляции, сравниваемых процессов K_{xy} должны уменьшаться, так как должна уменьшаться чувствительность контролируемых параметров к изменениям выходных факторов. То есть, при создании систем автоматического регулирования тягового режима необходимо добиваться выполнения следующих условий:

$$\left. \begin{aligned} D_{x \text{ вых}} &< D_{x \text{ вх}}; \\ R_{(\tau)} \text{ вых} &< R_{(\tau)} \text{ вх}; \quad \tau_{(R_0)} \text{ вых} > \tau_{(R_0)} \text{ вх}; \\ S_{(\omega)} \text{ вых} &< S_{(\omega)} \text{ вх}; \quad \omega_{S \rightarrow 0} \text{ вых} < \omega_{S \rightarrow 0} \text{ вх}; \\ K_{xy(\tau)_1} &< K_{xy(\tau)_2}. \end{aligned} \right\} (4)$$

Вероятность выхода параметра $X_0(t)$ за пределы допуска $\pm X_0$ можно определить из выражения

$$P[|X(t)| \geq X_0] = 2 \int_{X_0}^{\infty} f(X) dX, \quad (5)$$

где $f(X)$ – плотность распределения контролируемого параметра.

Приняв, что отношения подчиняются нормальному закону распределения, получим

$$P[|X(t)| \geq X_0] = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \int_{X_0}^{\infty} e^{-\frac{X^2}{2\sigma_x^2}} dX. \quad (6)$$

Вероятное число отклонений контролируемого параметра $\eta(X)$ за пределы $\pm X_0$ в единицу времени может быть определено через двумерную плотность вероятности $f(X, X')$ случайной функции $X(t)$ и ее производной $X'(t)$:

$$\Pi(X) = 2 \int_0^{\infty} X' f(X, X') dX'. \quad (7)$$

В общем случае система автоматического регулирования тягового режима должна выполнять функцию оптимального фильтра, т.е. при больших колебаниях входных факторов не допускать значительных изменений параметров технологического процесса и загрузки двигателя.

Исследования системы автоматического блокирования межколесных дифференциалов как средства регулирования тягового режима колесного трактора показали высокую эффективность этого метода, в особенности при движении со значительной крюковой нагрузкой по наклонной поверхности и при различном по бортам трактора сцеплении колес с почвой.

Статистический анализ свидетельствует о том, что блокирование дифференциалов – эффективное средство повышения тяги и существенно (в 1,5 – 2 раза) снижает дисперсию и коэффициент вариации процесса крюковой нагрузки, т.е. трактор с заблокированными дифференциалами меньше реагирует на изменение внешних сопротивлений, а процессы формирования нагрузок протекают более устойчиво.

Подтверждением этому является постепенное приближение корреляционной функции $\rho_{кр}(\tau)$ к оси абсцисс и пересече-

ние ее в точке, соответствующей 0,17 с, а при дифференциальном приводе – в точке 0,08с (рис.2,а).

Анализ одновременно записанных процессов изменения крутящих моментов на полуосях передних и задних колес показывает, что блокировка дифференциалов уменьшает на 50 – 80% дисперсию и увеличивает на 10 – 25% суммарное значение моментов на колесах. Автокорреляционные функции этих процессов при разблокированных дифференциалах более интенсивно стремятся к оси абсцисс и пересекают ее раньше в 2,5–3 раза по сравнению с заблокированными дифференциалами (рис.2,б,в).

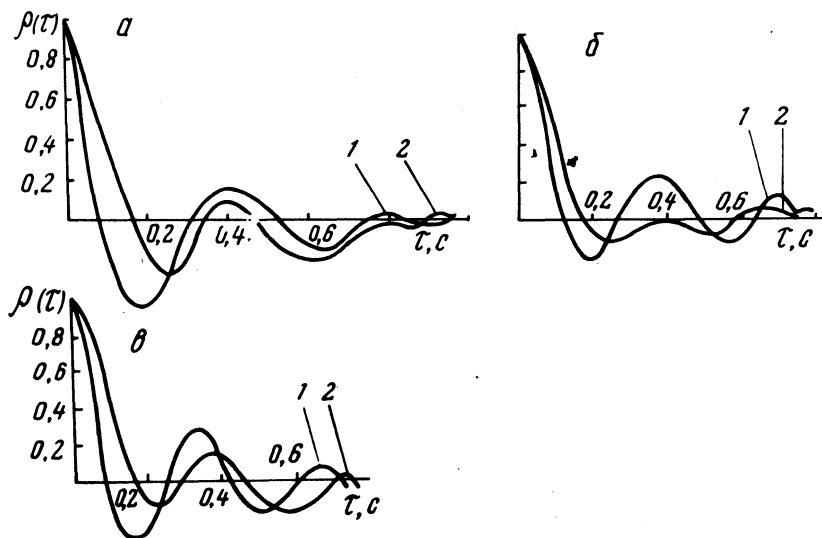


Рис. 2. Нормированные корреляционные функции процессов: а – крутящей нагрузки; б – крутящего момента на полуоси заднего колеса; в – крутящего момента на ступице переднего колеса; 1, 2 – соответственно без блокировки и с блокировкой межколесного дифференциала.

Взаимные корреляционные функции позволяют судить о степени взаимозависимости исследуемых параметров. Для процессов, имеющих высокую степень корреляционной связи, характерно наличие резко выраженного максимума, расположенного в непосредственной близости от оси ординат. Процессы, имеющие такую степень корреляционной зависимости, характерны более беспорядочным изменением взаимной корреляционной функции (рис. 3, а, б).

Блокирование межколесных дифференциалов значительно уменьшает общее буксование трактора. При этом процесс буксования протекает более устойчиво, что способствует стабилизации оборотов и загрузки двигателя [2].

При комплексной автоматизации необходимо провести исследование других средств повышения тяги, определить их параметры и возможности использования в объединенной системе управления тяговым режимом колесных тракторов.

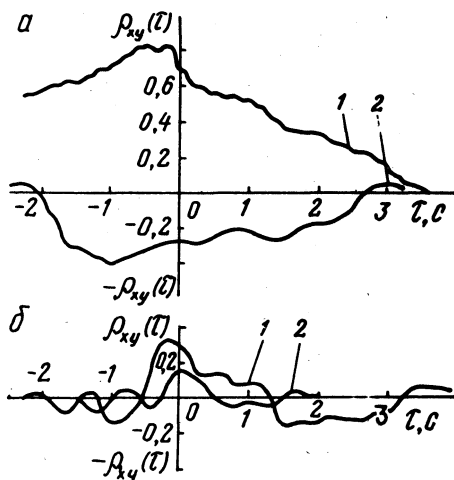


Рис. 3. Взаимные корреляционные функции между процессами: а - крутящими моментами на колесах задней оси ($M^{\text{II}} - M^{\text{I}}$); б - крюковой нагрузкой (P^{K}) и крутящим моментом правой полуоси (M^{II}_{K}) заднего моста; 1,2 - соответственно без блокировки и с блокировкой межколесного дифференциала.

Резюме. 1. Система автоматического управления тяговым режимом колесного трактора - сложная многоконтурная динамическая система.

2. Автоматизация управления средствами повышения тягово-сцепных качеств позволяет регулировать тяговый режим тракторного агрегата в широких пределах при значительном качественном улучшении динамических процессов и загрузки двигателя.

3. Теоретические и экспериментальные исследования локальных подсистем позволяют определить их амплитудно-частотные характеристики, чувствительность к изменению управляющих воздействий и эффективность использования в качестве средств повышения тяговых свойств и стабилизации загрузки двигателя трактора.

Л и т е р а т у р а

1. Гельфенбейн С.П. О комплексной автоматизации регулирования мобильных сельскохозяйственных агрегатов. - "Труды ВИМ", т. 49. М., 1970. 2. Скойбеда А.Т. Обоснование и исследование автоматической блокировки межколесных дифференциалов трактора с четырьмя ведущими колесами. Канд.дис. Минск, 1972.

В.В. Яцкевич, канд. техн. наук,
П.В. Зеленый (Белорусский
политехнический институт)

АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ПОВЫШЕНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КРУТОСКЛОННОГО ТРАКТОРА

Повышение производительности труда в условиях горного земледелия путем механизации производственных процессов неразрывно связано с созданием специальных горных машинно-тракторных агрегатов (МТА). Как правило, базовыми моделями для них служат равнинные сельскохозяйственные тракторы и машины.

В процессе разработки горных модификаций МТА необходимо одновременно создавать автоматизированные системы управления ими с целью исключения дополнительных органов управления, улучшения качества работы, повышения безопасности труда, а также максимального приближения производственных условий труда механизаторов к равнинным. При этом в первую очередь должны быть решены вопросы автоматического поддержания максимально-возможного тягового КПД и курсовой устойчивости трактора независимо от величины склона.

Тягово-сцепные качества и устойчивость прямолинейного движения крутосклонных тракторов определяются рядом факторов, среди которых наиболее значительными являются рельеф местности, физико-механические характеристики почвы, величина и направление крюкового усилия, способ агрегатирования с сельскохозяйственными машинами и орудиями, конструктивные особенности ходовых систем трактора и агрегатируемых с ним машин.

Опыт создания крутосклонных модификаций универсально-пропашных тракторов и последующее их использование в горном земледелии показывают, что автоматическая система управления стабилизацией остова и колес в вертикальной плоскости существенно повышает устойчивость прямолинейного движения и тягово-сцепные качества трактора на поперечном склоне при выполнении ряда сельскохозяйственных операций. Одновременно повышается также поперечная устойчивость трактора, а следовательно, и безопасность труда водителя в условиях горного рельефа по сравнению с обычными (равнинными) и низкоклинренсными моделями.

Однако существующая автоматическая система стабилизации остова и колес не решает полностью проблему обеспечения устойчивости прямолинейного движения, столь необходимую при обработке пропашных культур в условиях междурядий.

Одной из причин, обуславливающих возникновение поворачивающего момента на склоне, является неравенство опорных реакций под верхними и нижними ведущими колесами вследствие их смещения вверх по склону [1].

В общем случае вертикальная реакция под любым из задних колес

$$R = G \left[\frac{L_{\alpha} - a}{L_{\alpha}} \left(0,5 \pm \frac{e}{B} \right) \right],$$

где G - масса трактора; L_{α} - продольная база трактора; a - расстояние от центра тяжести до оси задних колес; e - смещение опорных реакций вверх по склону относительно продольных плоскостей симметрии колес; B - поперечная база трактора.

Если механизм выравнивания остова и задних колес выполнен в виде двух кинематически связанных поворотных бортовых редукторов, продольная база трактора является функцией крутизны склона.

$$L_{\alpha} = L + \sqrt{A^2 - \frac{B^2}{4} \operatorname{tg}^2 \alpha},$$

где L - расстояние от оси передних колес до оси поворота бортовых редукторов; A - плечо качания выходного вала редуктора; α - угол склона.

Параметр e (смещение опорных реакций) также зависит от ряда факторов, среди которых: крутизна склона, распределение веса трактора по осям, тип, параметры и физико-механические свойства шин, а также физико-механические характеристики почвы.

Равенство опорных реакций задних ведущих колес можно обеспечить смещением центра тяжести трактора на расстояние e в сторону вышерасположенного по склону колеса. При этом необходимо создать следящую систему управления смещением центра тяжести с целью автоматического корректирования величины параметра e в зависимости от вышеуказанных факторов, основным из которых является крутизна склона.

Один из возможных конструктивных вариантов решения задачи автоматического управления смещением центра тяжести в

поперечной плоскости в зависимости от величины склона представлен на схеме (рис. 1).

Крутосклонный трактор состоит из остова 1, колес 2, механизма их вертикальной стабилизации, выполненного в виде двух поворотных бортовых редукторов 3 и маятникового датчика, корпус 4 которого шарниром 5 прикреплен к остову. Маятник 6 связан с золотниковым распределителем гидравлической системы (на схеме не показаны), которая поворачивает бортовые редукторы. Датчик при помощи тяги 7 шарнирно соединен с одним из редукторов, например правым (см. схему), механизма вертикальной стабилизации.

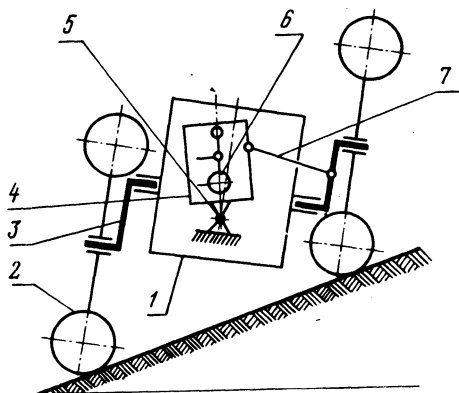


Рис. 1. Схема крутосклонного трактора, оборудованного автоматической системой управления наклоном его остова и ходовой части.

На горизонтальном участке корпус так же, как и остов трактора с колесами занимает вертикальное положение.

При въезде на поперечный склон маятник, оставаясь в вертикальном положении, под действием силы веса, а следовательно, перемещаясь относительно корпуса датчика, перемещает золотник распределителя, который приводит в действие механизм вертикальной стабилизации. Меняя положение относительно остова, механизм стабилизации через тягу поворачивает датчик относительно остова на некоторый угол к основанию склона (в сторону нижерасположенного колеса). Вследствие этого механизм стабилизации перемещает колеса противоположных бортов трактора соответственно вверх и вниз относительно его остова до тех пор, пока корпус маятникового датчика не примет вертикальное положение. Остов и колеса трактора при этом наклонены к вершине склона относительно вертикали на угол, равный углу между линией подвеса маятника и продольной плоскостью симметрии трактора. Зависимость между крутизной склона и углом наклона остова, а следовательно,

и величиной смещения центра тяжести трактора к вершине склона устанавливаются соотношением плеч, образуемых точками крепления тяги на редукторе и корпусе датчика.

Резюме. Приведенная следящая система управления смещением центра тяжести трактора в поперечной плоскости при большой конструктивной простоте позволяет автоматически поддерживать равенство опорных реакций под задними ведущими колесами на склоне любой крутизны и исключить тем самым возникновение поворачивающего момента, вызывающего нарушение курсовой устойчивости движения трактора вдоль горизонталей склона.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. и др. Взаимодействие стабилизируемого колеса с наклонной опорной поверхностью. — "Тракторы и сельхозмашины", 1974, № 5.

УДК 629.114.592

А.М. Расолько, Н.А. Разоренов
(Белорусский политехнический институт)

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРА

Одна из актуальных задач исследований автоматизированных систем управления транспортными средствами — определение зависимостей, наиболее вероятным способом описывающих работу исполнительных механизмов. Эти зависимости позволяют корректно составить математическую модель систем, качественно и количественно оценить их следящее действие, динамику.

Исследовались исполнительные механизмы автоматизированных систем управления тормозами и блокировкой дифференциала заднего моста трактора "Беларусь" на специальном стенде. Стенд имитирует работу и расположение вышеуказанных систем и позволяет с высокой точностью и минимальными затратами провести эксперимент.

Математическая обработка экспериментальных данных осуществлялась на основании регрессионно-корреляционного анализа [1]. При этом строилось корреляционное поле и по характеру точек на нем выбирался общий вид функции регрессии, находились точечные и интервальные оценки, производился ана-

лиз соответствия выбранной математической модели экспериментальным данным.

Установлено, что в режиме торможения зависимость между давлением воздуха p и перемещением поршня h_d дискового тормоза с самоусилением имеет вид параболы второго порядка

$$h_d = a_0 p^2 + a_1 p + a_2.$$

Нахождение неизвестных коэффициентов (a_0, a_1, a_2) осуществлялось с помощью ЭЦВМ "Наири-К" по специально разработанной программе на языке автопрограммирования [2].

В качестве критерия соответствия выбранной математической модели экспериментальным данным было принято корреляционное отклонение η , так как оно указывает процент дисперсии, объясненной параболической регрессией. Поскольку $\eta = 0,98$, то между давлением воздуха и перемещением поршня тормоза при торможении существует однозначная функциональная параболическая связь.

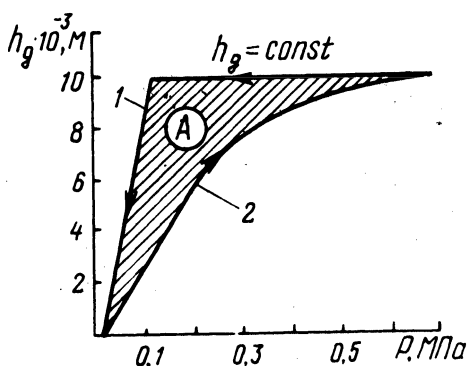


Рис. 1. Характеристика тормозного механизма: 1 - $h_g = (105,8p - 0,4) \cdot 10^{-3}$; 2 - $h_g = (-39,9p^2 + 42,8p - 1,8) \cdot 10^{-3}$; А - область гистерезиса.

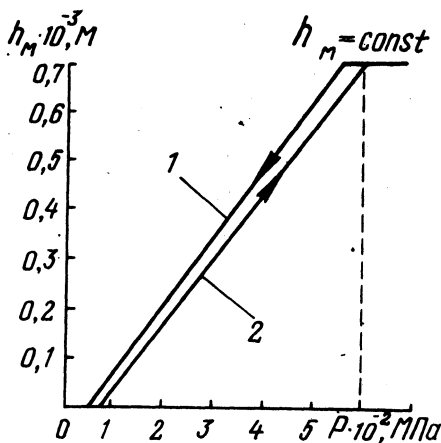


Рис. 2. Зависимость перемещения нажимного диска муфты блокировки от давления воздуха: 1 - $h_m = (13,8p - 0,075) \cdot 10^{-3}$; 2 - $h_m = (12,8p - 0,054) \cdot 10^{-3}$.

При работе исполнительного механизма в режиме оттормаживания необходимо произвести кусочно-линейную аппроксимацию, так как зависимость параболического типа не согласуется с экспериментальными данными. Кусочно-линейная аппроксимация произведена двумя прямыми вида $h_d = \text{const}$ при $0,12 \leq p \leq p_{\text{max}}$; $h_d = ap + b$; при $0 \leq p < 0,12$.

Коэффициенты уравнений определялись по методу наименьших квадратов.

Анализ характеристики (рис.1) показывает, что применение в тормозной системе дисковых исполнительных механизмов с самоусилением существенно ухудшает ее следящее действие и динамику, особенно в фазе оттормаживания. Имеется значительный гистерезис, и поэтому оттормаживание начинает наступать при падении давления воздуха в цилиндре до 0,12 МПа.

Также исследовался исполнительный механизм системы блокировки дифференциала заднего моста трактора МТЗ-80/82. Получена зависимость перемещения нажимного диска муфты блокировки h от подаваемого-выпускаемого давления воздуха (рис. 2). Видно, что зона гистерезиса мала, поэтому система будет работать устойчиво. Кроме того, при составлении математической модели системы блокировки дифференциала, исполнительный механизм можно описывать одним уравнением как в режиме включения, так и выключения.

Резюме. Применение дисковых исполнительных механизмов с самоусилением в автоматизированных системах управления бесперспективно, поскольку ухудшает ее рабочие характеристики.

Предложенные аналитические зависимости могут использоваться при теоретическом анализе и проектировании систем автоматического регулирования.

Л и т е р а т у р а

1. Герасимович А.И., Матвеева Я.И. Тексты лекций по курсу "Теория вероятностей и математической статистики". Минск, 1973.
2. Ицкович И.А. Программирование на ЭВМ "Наири", М., 1975.

УДК 621.431.73.031.3.004.1

Л.В. Барташевич, Ю.И. Марков
(Минский тракторный завод)

К ВЫБОРУ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ПНЕВМОСИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ КЛАССА 0,6 - 1,4 тс

По мере развития конструкций тракторов класса 0,6 - 1,4 тс и благодаря установке пневмосистемы все более широкое применение находит энергия сжатого воздуха для функционирования различных тракторных узлов и систем.

В настоящее время сжатый воздух на тракторах используется: 1) для торможения прицепов как с пневматическим, так и с гидравлическим приводом к тормозам; 2) для блокировки дифференциала; 3) для сервоусилителя привода муфты сцепления; 4) для функционирования блока охлаждения воздуха в кабине тракториста; 5) для пневмогидравлической подвески сиденья водителя.

На рис. 1 приведена пневматическая система трактора МТЗ-100, который является дальнейшим развитием конструкции серийного трактора МТЗ-80.

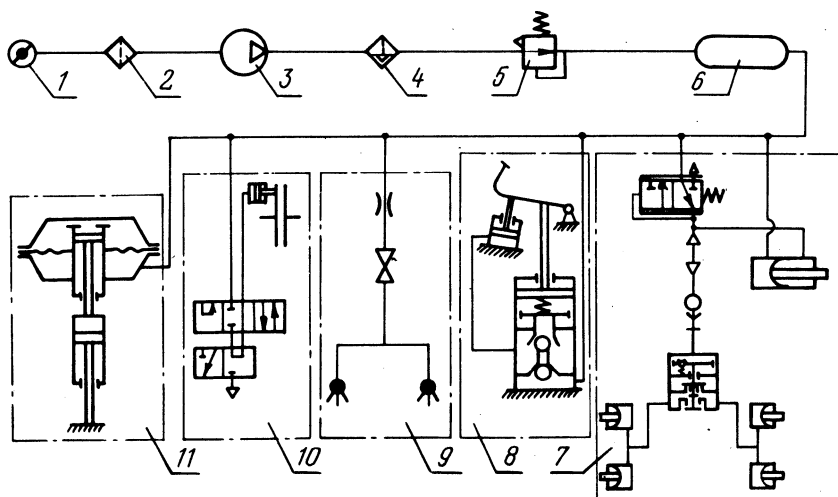


Рис. 1. Принципиальная схема пневматической системы трактора МТЗ-100: 1 - воздухозаборник; 2 - фильтр; 3 - компрессор; 4 - влагоотделитель; 5 - регулятор давления; 6 - ресивер; 7 - прицеп; 8 - тормозной кран; 9 - блок охлаждения воздуха; 10 - сервоусилитель привода сцепления; 11 - пневмогидравлическая подвеска сиденья.

В связи с возрастанием количества потребителей сжатого воздуха и увеличением расхода его на современных тракторах нагрузочные режимы существующих тракторных компрессоров становятся более жесткими, длительность их работы под нагрузкой возрастает, что приводит к более интенсивному износу.

На основании вышеизложенного при выборе производительности компрессора трактора необходимо рассматривать во взаимосвязи ряд факторов:

1) компрессор должен обеспечивать нормальную работу потребителей сжатого воздуха без снижения эффективности работы привода к тормозам прицепов;

2) производительность компрессора должна выбираться такой, чтобы в процессе эксплуатации он работал в режиме, обеспечивающем требуемую долговечность компрессора и регулятора давления;

3) суммарный объем ресивера должен быть таким, чтобы в пневмосистеме создавался необходимый запас воздуха, а с другой стороны объем ресивера также должен оказывать благоприятное воздействие на режим работы компрессора и регулятора давления.

Суммарный расход воздуха из пневмосистемы трактора определяется на том виде сельскохозяйственных работ, которые требуют наибольшего расхода сжатого воздуха из пневмосистемы.

Суммарный расход воздуха определяется по формуле

$$V_{\text{расх}} = V_{\text{расх}}^{\text{д.п.}} + V_{\text{расх}}^{\text{н}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{расх}}^{\text{д.п.}}$ - суммарный расход воздуха из пневмосистемы трактора на определенном виде сельскохозяйственных работ, м³/с;
 $V_{\text{расх}}^{\text{н}}$ - расход воздуха одновременно работающими потребителями дискретного действия, м³/с, который определяется по формуле [1]

$$V_{\text{расх}}^{\text{д.п.}} = \frac{1}{R \gamma_{\text{вп}}} \sum_{i=1}^{i=N} \left(z_{\text{п.}i} \frac{p_{\text{п.}i\text{н}} - p_{\text{п.}i\text{к}}}{\tau_{\text{п.}i} T_{\text{п.}i}} V_{\text{п.}i} \right), \quad (2)$$

где $N_{\text{п}}$ - количество одновременно работающих потребителей дискретного действия; $z_{\text{п.}i}$ - частота рабочих операций потребителя

в единицу времени; $p_{\text{п.}i\text{н}}$, $p_{\text{п.}i\text{к}}$ - соответственно начальное и конечное установившееся абсолютное давление воздуха в рабочем объеме $V_{\text{п.}i}$ потребителя; $T_{\text{п.}i}$ - абсолютная температура воздуха в рабочем объеме потребителя; $\tau_{\text{п.}i}$ - время одной рабочей операции потребителя; $\gamma_{\text{вп}}$ - удельный вес воздуха на впуске в компрессор; R - газовая постоянная; $V_{\text{расх}}^{\text{н}}$ - непрерывный расход воздуха из пневмосистемы, м³/с, определяемый по формуле

$$V_{\text{расх}}^{\text{н}} = V_{\text{расх}}^{\text{н.п.}} + V_{\text{расх}}^{\text{у}} = \frac{p_{\text{рн}} - p_{\text{рк}}}{R \gamma_{\text{вп}} \tau_{\text{у}} T_{\text{р}}} V_{\text{р}}, \quad (3)$$

где $V_{\text{расх}}^{\text{н.п}}$, $V_{\text{расх}}^{\text{у}}$ - соответственно расход воздуха из системы непрерывно работающими потребителями и вследствие утечек из системы; $p_{\text{рн}}$, $p_{\text{рк}}$ - соответственно начальное и конечное установившееся абсолютное давление воздуха в ресивере в момент определения величины расхода; τ - время определения величины расхода; T - абсолютная температура воздуха в ресивере; $V_{\text{р}}$ - объем ресивера.

Полученный суммарный расход воздуха из пневмосистемы и выбранная производительность компрессора должны быть в таком соотношении, чтобы нагрузочный режим работы компрессора был наиболее благоприятным с точки зрения долговечности.

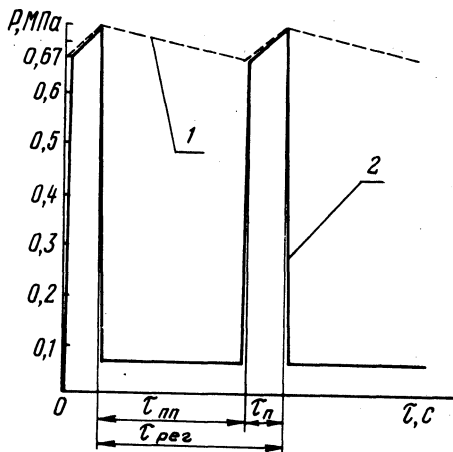


Рис. 2. Нагрузочная диаграмма работы компрессора при прерывном регулировании давления воздуха в пневмосистеме: 1 - давление в ресивере; 2 - давление на компрессоре.

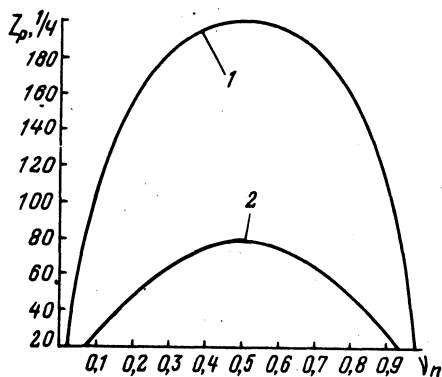


Рис. 3. Зависимости числа срабатываний регулятора давления в час от относительного времени подачи $\nu_{\text{п}}$ при работе с компрессорами различной производительности: 1 - компрессор ЗИЛ-130; 2 - компрессор AL-75.

На рис. 2 приведена диаграмма работы компрессора при прерывном регулировании давления воздуха в ресивере.

Величиной, характеризующей напряженность работы компрессора в определенных условиях, является соотношение

$$\nu_{\text{п}} = \frac{\tau_{\text{п}}}{\tau_{\text{рег}}}, \quad (4)$$

где ν - относительное время подачи; $\tau_{\text{п}}$ - время подачи, с; $\tau_{\text{рег}}$ - длительность цикла регулирования, с.

Общую долговечность компрессора N_o можно определить из уравнения [2]:

$$\frac{\alpha}{N_H} + \frac{\beta}{N_X} = \frac{100}{N_o}, \quad (5)$$

где α , β - соответственно доли работы компрессора под нагрузкой и без нагрузки в процессе эксплуатации, %; N_H - долговечность работы компрессора при работе его постоянно под нагрузкой; N_X - долговечность компрессора при работе его постоянно на холостом ходу; N_o - общая долговечность компрессора.

При нормальной работе регулятора давления в течение всего периода эксплуатации можно записать

$$\nu_{\text{п}} = \frac{\tau_{\text{п}} N_{\text{рег}}}{\tau_{\text{рег}} N_{\text{рег}}} = \frac{N_H'}{N_o} = \alpha, \quad (6)$$

$$\nu_{\text{п.п}} = \frac{\tau_{\text{п.п}} N_{\text{рег}}}{\tau_{\text{рег}} N_{\text{рег}}} = \frac{N_X'}{N_o} = \beta,$$

где $N_{\text{рег}}$ - суммарное число циклов работы регулятора до выхода из строя компрессора (или регулятора давления); $\nu_{\text{п.п}}$ - относительное время перерыва подачи; $\tau_{\text{п.п}}$ - время перерыва подачи, с; N_H' , N_X' - соответственно время работы компрессора под нагрузкой и без нагрузки.

С учетом равенств (6) уравнение (5) можно записать:

$$\frac{\nu_{\text{п}}}{N_H} + \frac{\nu_{\text{п.п}}}{N_X} = \frac{100}{N_o}. \quad (7)$$

Для поддержания заданного давления в ресивере необходимо, чтобы расход воздуха за цикл прерывного регулирования $\tau_{\text{рег}}$ был равен производительности компрессора за период подачи, т.е.

$$V_k \tau_{\text{п}} = V_{\text{расх}} \tau_{\text{рег}}, \quad (8)$$

где V_k - производительность компрессора, м³/с.

Отсюда можно определить требуемую производительность компрессора

$$V_k = \frac{V_{\text{расх}}}{\nu_{\text{п}}} \quad (9)$$

Долговечность регулятора давления определяется суммарным числом циклов работы $N_{\text{рег}}$

$$N_{\text{рег}} = z_{\text{рег}} N_0 \quad (10)$$

Частота срабатывания регулятора давления определяется по формуле

$$z_{\text{рег}} = \frac{\nu_{\text{п}} (1 - \nu_{\text{п}}) \cdot 60 V_k T_p T_{\text{вп}}}{V_p \Delta p_p T_{\text{вп}}} \quad (11)$$

где $p_{\text{вп}}$ - давление воздуха на впуске в компрессор; Δp_p - пределы регулирования давления в ресивере.

Из уравнения (11) видно, что частота срабатывания регулятора давления в значительной степени зависит от произведения $\nu_{\text{п}} (1 - \nu_{\text{п}})$, объема ресивера V_p и пределов регулирования давления в ресивере Δp_p .

Для уменьшения частоты срабатывания регулятора давления необходимо стремиться к уменьшению произведения $\nu_{\text{п}} (1 - \nu_{\text{п}})$. Максимальная величина этого произведения будет при $\nu_{\text{п}} = 0,5$ [3].

На экспериментальной зависимости (рис. 3) количества срабатываний регулятора давления в единицу времени от относительного времени подачи режим работы компрессора и регулятора давления должен характеризоваться левой ветвью, так как при $\nu_{\text{п}} > 0,5$ компрессор работает под нагрузкой большую часть длительности цикла регулирования. По литературным данным [2] для пневмосистем автомобилей $\nu_{\text{п}} = 0,07 - 0,3$.

Резюме. Частота срабатывания регулятора давления уменьшается с увеличением объема ресивера.

При выборе производительности компрессора для тракторов класса - 0,6 - 1,4 тс необходимо рассматривать в комплексе такие показатели, как суммарный расход воздуха потребителями и производительность компрессора, долговечность компрессора и режим его работы, размеры пневматических узлов питающей части пневмосистемы и агротехнические требования, предъявляемые к трактору.

Л и т е р а т у р а

1. Егоров Л.А., Розанов В.Г. Автомобильные поршневые компрессоры. М., 1958. 2. Розанов В.Г., Машенко А.Ф. Взаимосвязь аппаратов питающей части и потребителей пневматического привода тормозов автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1971, № 10. 3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. М., 1949.

УДК 629.114.592

А.М. Расолько (Белорусский политехнический институт)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА К ТОРМОЗАМ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В связи с увеличением скоростей движения тракторных поездов предъявляются повышенные требования к их тормозной системе, и в частности к приводу. Привод к тормозам должен обладать хорошим следящим действием, высоким быстродействием, а также обеспечивать более раннее торможение прицепов по отношению к трактору.

Тракторные поезда на базе тракторов класса 14-20 кН в основном имеют механический привод к тормозам трактора и пневматический привод к тормозам прицепов. Наличие принципиально различных по конструкции, а также по быстродействию приводов к тормозам трактора и прицепов создает трудности в достижении синхронного торможения тракторного поезда, при этом из-за малой унификации существенно увеличивается стоимость тормозных систем.

Сконструирован пневматический привод управления тормозами трактора и прицепов, состоящий из компрессора, регулятора давления, трехсекционного тормозного селектора, управляющего воздухораспределителями прицепов и отдельными тормозными механизмами левого и правого задних колес трактора. Проведены теоретические и экспериментальные исследования привода.

Перед теоретическими исследованиями ставились следующие цели:

1) проанализировать динамику привода, т.е. выяснить, какие параметры привода и как они влияют на его быстродействие;

$$\frac{dp_{сц}}{dt} = \frac{\varepsilon_{сц}^H}{V_{сц}} (\alpha p_{max} - p_{сц}) - \frac{\varepsilon_{п}}{V_{сц}} (\alpha_2 p_{сц} - p_{п}); \quad (5)$$

$$\frac{dp_{п}}{dt} = \frac{\varepsilon_{п}}{V_{п}} (\alpha_2 p_{сц} - p_{п}) - \frac{\varepsilon_{М}}{V_{п}} (\alpha_3 p_{п} - p_{М}); \quad (6)$$

$$\frac{dp_{М}}{dt} = \frac{\varepsilon_{М}}{f_{М} l_{М}} (\alpha_3 p_{п} - p_{М}) - \frac{\varepsilon_{М}}{f_{М} l_{М}} (\alpha_4 p_{М} - p_{В}); \quad (7)$$

$$\frac{dp_{В}}{dt} = \frac{\varepsilon_{М}}{V_{В}} (\alpha_4 p_{М} - p_{В}) - \frac{\varepsilon_{Т}}{V_{В}} (\alpha_5 p_{В} - p_{Т}); \quad (8)$$

$$\frac{dp_{Т}}{dt} = \frac{\varepsilon_{Т}}{f_{Т} l_{Т}} (\alpha_5 p_{В} - p_{Т}); \quad (9)$$

$$\frac{dp_{цл}}{dt} = \varepsilon_1 (\alpha_1 p_{сц} - p_{цл}) / V_{кц} \quad \text{при } V_{кц} = \text{const}; \quad (10)$$

$$\frac{dp_{цп}}{dt} = \varepsilon_1 (\alpha_1 p_{сц} - p_{цп}) / V_{кц} \quad \text{при } V_{кц} = \text{const}; \quad (11)$$

где $p_{сл}$, $p_{сп}$, $p_{сц}$, $p_{цп}$, $p_{цл}$ - давления сжатого воздуха в секциях тормозного селектора и тормозных цилиндрах трактора; $p_{п}$ - давление в управляющей полости пневматического переходника; $p_{М}$ - давление в трубопроводе от переходника до воздухораспределителя прицепа; $p_{В}$ - давление в управляющей полости воздухораспределителя прицепа; $p_{Т}$ - давление в трубопроводе от воздухораспределителя прицепа к соединительной головке для подключения второго прицепа (трубопровод заменен эквивалентной емкостью); $p_{н}$ - давление сжатого воздуха, соответствующее преднатягу пружин в тормозных цилиндрах; $V_{нц}$, $V_{кц}$ - начальный и конечный объемы тормозных цилиндров; $F_{ц}$ - площадь поршня тормозного цилиндра; C - жесткость пружин; $V_{сц}$, $V_{сл}$, $V_{сп}$ - объемы секций селектора; $l_{Т}$, $l_{М}$, $f_{М}$, $f_{Т}$ - длины и площади поперечного сечения трубопроводов; α_i - аппроксимирующие коэффициенты; ε_i - проходимости.

Уравнения (1) - (4), (10) - (11) описывают динамику привода тормозов трактора, а уравнения (5) - (9) динамику магистрали управления тормозами прицепов при двухпроводной схеме. Системы дифференциальных уравнений были решены чис-

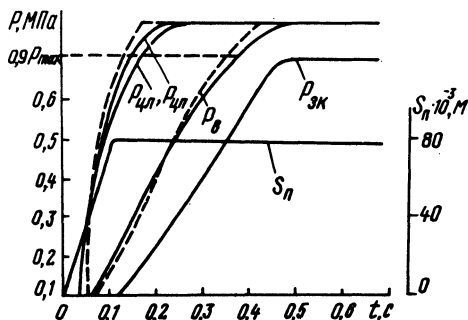
ленным методом интегрирования (Рунге - Кутта) с применением ЭЦВМ.

При расчете схемы приняты в качестве исходного материала для трактора конструктивные параметры (длина и проходные сечения трубопроводов) и расположение узлов согласно компоновке трактора МТЗ-100, а для прицепов - согласно компоновке на прицепе 2ПТС-4 модели 887Б. Кроме этого, при одной и той же длине трубопроводов изменялось только расположение узлов по длине привода.

На значения давления сжатого воздуха наложены ограничения: $P_{атм} \leq P_{сц}; P_{сл}; P_{сп}; P_{шп}; P_{шл}; P_{п}; P_{М}; P_{В}; P_{Т} \leq P_{max}$, где $P_{атм} = 0,1$ МПа (атмосферное давление), $P_{max} = 0,8$ МПа.

Давление воздуха в процессе расчетов подставлялось в абсолютных единицах (избыточное плюс атмосферное).

Рис. 2. Динамическая характеристика двухпроводного пневматического привода к тормозам тракторного поезда (пневматический переходник отключен): --- экспериментальная; - - - теоретическая; S_n - ход педалей тормозов; $P_{лп}, P_{лп}^п$ - давление воздуха в левом и правом тормозных цилиндрах трактора; $P_{в}$ - давление воздуха в управляющей полости воздухораспределителя прицепа; $P_{зк}$ - давление воздуха в задней тормозной камере прицепа.



В результате расчетов установлено, что наличие пневматического переходника в приводе тормозов и трубопровода от воздухораспределителя прицепа до соединительной головки для подключения второго (последующего) прицепа ухудшает быстродействие тормозного привода тракторного поезда на 0,21 с. Поэтому для уменьшения времени срабатывания тормозов можно рекомендовать отключать пневматический переходник, когда трактор не агрегатируется с прицепами, оборудованными гидравлическим приводом к тормозам, а также упомянутый трубопровод, когда к прицепу не подключен последующий прицеп.

Теоретический анализ свидетельствует об отсутствии опережающего включения тормозов прицепа относительно тормозов трактора, так как величина отрицательной асинхронности составляет 0,3 с (рис. 2). Для обеспечения синхронного торможения поезда необходимо применять автоматически регулируемые дроссели или привод с противодавлением [3].

С целью проверки корректности математических моделей и эффективности разработанных рекомендаций были проведены экспериментальные исследования на стенде [4], имитирующем работу и расположение пневматического привода тормозов тракторного поезда.

Резюме. Приведенные уравнения с точностью до 5 - 9 % описывают реальные процессы, происходящие в приводе. Техническая реализация вышеуказанных мероприятий обеспечивает время срабатывания тормозов трехзвенного тракторного поезда при однопроводной схеме управления тормозами прицепов - 0,63с, а при двухпроводной - 0,5 с.

Л и т е р а т у р а

1. Руководство по уходу и эксплуатации "Тракторы "Беларусь" - МТЗ-80/80 л". Минск, 1973. 2. Метлюк Н.Ф., Молибошко Л.А., Карпов В.В. Основы автоматизации автомобилей и тракторов. Минск, 1974. 3. Расолько А.М. и др. Пневматический привод тормозов автопоезда. Авт.свид.№541703. Бюл. изобрет., 1977, №1. 4. Гуськов В.В. и др. К вопросу определения динамических характеристик приводов тормозных систем тракторного поезда. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение, 1974, вып.5.

УДК 629.113 - 585.22 - 52

Скойбеда А.Т., канд.техн.наук,
Шавель А.А. (Белорусский политехнический институт)

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ СРЕДСТВАМИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4 x 4 КЛАССА 20 кН

В настоящее время Минским тракторным заводом изготовлена опытная партия полноприводной перспективной модели трактора "Беларусь" с двигателем мощностью 110 кВт. Одна из особенностей этой модели - наличие автоматизированной системы управления блокировкой межосевого привода и блокировкой дифференциала заднего ведущего моста (АСУ СПП - автоматизированная система управления средствами повышения проходимости).

Разработанная на МТЗ совместно с Отраслевой научно-исследовательской лабораторией колесных тракторов АСУ СПП отличается рядом конструктивных особенностей (рис.1): межосевой привод имеет фрикционную муфту с золотниковым распределителем; включение блокировки дифференциала заднего ведущего моста осуществляется от золотникового распределителя межосевого привода; отключение блокировки дифференциала при заблокированном межосевом приводе производит автомат выключения, который срабатывает при разности моментов ΔM на задних колесах, превышающей момент блокирования дифференциала $M_{\text{бл}}$. АСУ СПП – система автоматическая, так как обеспечивает поддержание определенного соотношения между входной и выходной величиной в присутствии возмущающих воздействий (изменение крюковой нагрузки, изменение нагрузки на оси трактора), имеет обратную связь (сравнение входной и выходной величины), является замкнутой системой.

Входной величиной АСУ СПП является число оборотов задних ведущих колес и их производная – число оборотов ведущей шестерни межосевого привода. Выходной величиной АСУ СПП является скорость движения трактора и ее производная – число оборотов ведомого вала межосевого привода.

АСУ СПП, как автоматическая система, построена на принципе регулирования по отклонению регулируемой величины от заданного значения, т.е. на принципе Ползунова. Недостаток этой системы – принципиальная необходимость существования отклонения и склонность к колебаниям.

Разработанная АСУ СПП содержит детектирующие элементы, т.е. является системой направленного действия. Она отно-

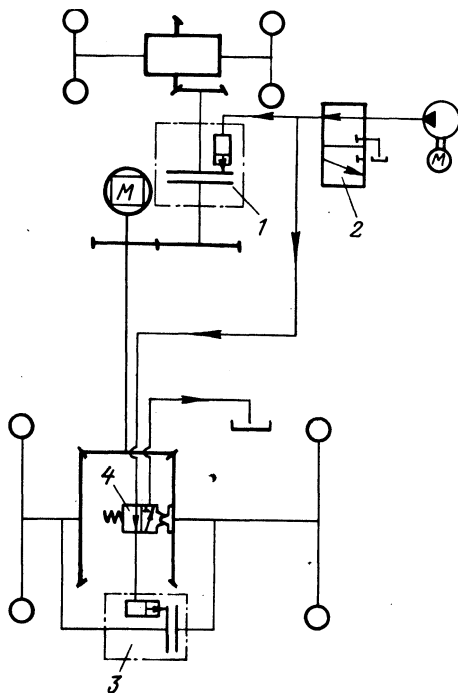


Рис. 1. Схема АСУ СПП: 1 – межосевой привод; 2 – золотниковый распределитель; 3 – блокировка дифференциала заднего моста; 4 – автомат выключения.

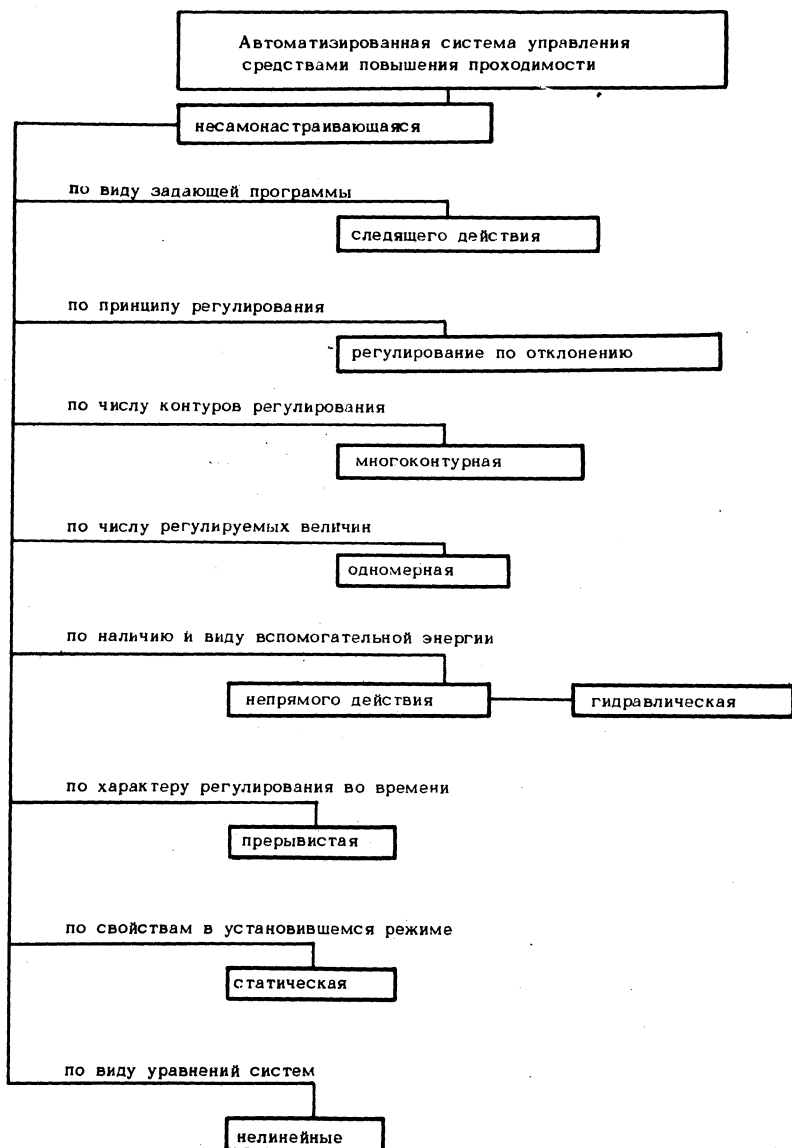


Рис. 2. Характерные классификационные признаки АСУ СПП.

сится к системам непрямого действия, выходной сигнал сравнивающего устройства которой управляет усилительно-преобразующим элементом. Это сокращает нагрузку на усилительно-преобразующий элемент, что и позволило выполнить его требуемой степени чувствительности и малых габаритов. На выходе усилительно-преобразующего элемента выходной сигнал получается усиленным по отношению к входному. Такое качество АСУ СПП имеет большое преимущество перед системами прямого регулирования, содержащими, например, обгонные муфты различного типа, которые выполняют функции чувствительного элемента и исполнительного механизма. В этом случае реакция регулирующего органа на чувствительный элемент сильно снижает чувствительность последнего, в результате ухудшается качество регулирования.

Для наглядности классификационные признаки АСУ СПП представлены на схеме (рис. 2).

Автоматические системы управления можно разложить на ряд элементов. Проведем анализ элементов АСУ СПП по их функциональному назначению (рис. 3).

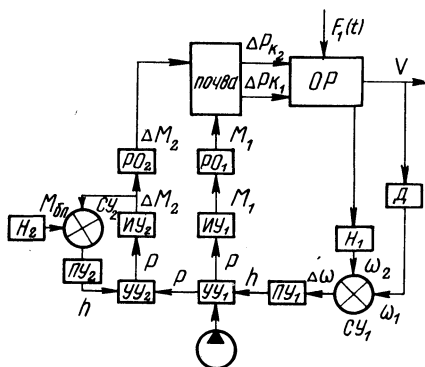


Рис. 3. Функциональная структурная схема АСУ СПП.

Регистрацию отклонения регулируемой величины осуществляет датчик системы Д, роль которого выполняют оси передних колес вместе с колесами. Датчик АСУ СПП обладает рядом положительных качеств, к которым можно отнести: способность обеспечивать надежность измерения при любых условиях работы системы; высокую чувствительность; наличие на выходе сигнала достаточной силы без дополнительного усиления. К отрицательным качествам датчика АСУ СПП можно отнести большую инерционность.

Роль задающих устройств АСУ СПП H_1 и H_2 выполняют задние колеса трактора и механизм блокировки дифференциала заднего ведущего моста, а в качестве задающих величин вы-

ступают соответственно число оборотов задних колес ω_2 и момент блокировки дифференциала $M_{\text{бл}}$. В реальных условиях движения трактора число оборотов задних колес меняется по неизвестному закону.

В АСУ СПП происходит непрерывное сравнение измеряемого действительного значения регулируемой величины с задаваемым ее значением. Такое сравнение осуществляется в сравнивающих устройствах, датчиках рассогласования, $СУ_1$ и $СУ_2$, роль которых выполняют вал и втулка с широким шлицем межосевого привода, а также дифференциал заднего ведущего моста. Причем вал межосевого привода связан с передними колесами трактора, а втулка - с задними. При достижении определенной величины разности сигналов от датчика и задающего устройства, т.е. рассогласование подается на вход следующего звена - преобразователя усилителя.

В качестве преобразователей $ПУ_1$ и $ПУ_2$ в АСУ СПП используются кулачки, которые относительное вращательное движение ведомой и ведущей частей силовых элементов преобразовывают в поступательное движение золотников, выполняющих роль усилительных устройств, $УУ_1$ и $УУ_2$.

По роду используемой энергии усилители АСУ СПП относятся к гидравлическим. Их положительными качествами являются безынерционность, большой коэффициент усиления и плавность работы.

В качестве внешней энергии используется энергия масла, циркулирующего в системе питания всей трансмиссии трактора, что, с экономической точки зрения, целесообразно.

Характеристики усилителей представляют собой изменение давления на выходе золотника в зависимости от его хода.

Сигнал с выхода усилительных устройств подводится к исполнительным устройствам ИУ₁ и ИУ₂ или силовым элементам. Силовыми элементами АСУ СПП являются фрикционные муфты межосевого привода и блокировки дифференциала заднего ведущего моста. Силовые элементы с целью восстановления нарушенного равновесия в системе воздействуют на регулирующие органы $РО_1$ и $РО_2$, в качестве которых выступают колеса трактора, в частности передние колеса, которые, подключаясь в тяговый режим, будут способствовать повышению скорости движения трактора, а следовательно, возрастанию выходной величины.

Резюме. Автоматизированная система управления средствами повышения проходимости (АСУ СПП) колесного трактора

мощностью 110 кВт является автоматической системой непрямого действия, что уменьшает нагрузку на усилительно-преобразующее устройство.

Функциональный анализ АСУ СПП позволяет выделить из системы отдельные ее звенья, оценить степень их влияния на работу системы и трактора в целом, выбрать пути построения передаточных функций составляющих звеньев и связей системы.

УДК 629.113.012

В.П. Бойков, Н.А. Разоренов
(Белорусский политехнический институт)

ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ШИНА КАК ЭЛЕМЕНТ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРИВОДА ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ТРАКТОРОВ КЛАССА 9 - 20 кН

Одним из путей повышения тягово-сцепных качеств колесных тракторов является создание модификаций со всеми ведущими колесами. Наиболее перспективны [1] у таких машин механизмы, обеспечивающие автоматическое управление передним ведущим мостом.

В настоящее время на передний ведущий мост тракторов класса 9 - 20 кН устанавливаются колеса с пневматическими шинами различных типоразмеров, которые, как известно, обладают податливостью в нормальном, боковом и тангенциальном направлениях.

Движение машинно-тракторных агрегатов зачастую происходит с колебаниями в продольной и поперечной плоскостях. При этом имеет место значительное перераспределение нормальных нагрузок по осям и колесам трактора, что, в свою очередь, вызывает изменение характеристик пневматических шин (статического радиуса, коэффициентов нормальной и крутильной жесткости и др.). Поэтому чтобы наиболее точно рассчитать системы привода, необходимо учитывать не только указанные характеристики эластичного колеса, но и их изменение.

Статические характеристики шин получают экспериментально на обжимных стендах. При этом жесткостные коэффициенты и величину статического радиуса, полученные при каких-то определенных нормальных нагрузках и давлении, в расчетах принимают как величины постоянные, что снижает качество расчетов.

С целью корректного составления математической модели автоматизированной системы привода переднего ведущего моста трактора необходимо представить изменение вышеуказанных характеристик шин в виде зависимостей, достаточно точно описывающих взаимосвязь упругих деформаций шины с нормальной нагрузкой, давлением воздуха в шине и др.

На основании математической обработки экспериментальных данных по ряду шин, применяемых на передних ведущих колесах тракторов кл. 9 - 20 кН, полученных на стенде по "обжатию" шин Минского тракторного завода, были установлены следующие зависимости: $h_Z = f_1(G_K)$; $\beta = f_2(M)$, где h_Z - нормальный прогиб шины; G_K - нормальная нагрузка колеса; β - угол закрутки шины; M^K - крутящий момент колеса.

Эти зависимости были получены при различном давлении воздуха в шине P_w . Математическая обработка этих данных проводилась с использованием регрессионно-корреляционного анализа [2]. По характеру экспериментальных точек на корреляционном поле выбирался общий вид функции регрессии; определялись точечные оценки коэффициентов регрессии и исследовалась точность их нахождения.

Таблица 1. Уравнения регрессии для нормального прогиба некоторых тракторных шин

Типоразмер	Нормальный прогиб $h_Z \cdot 10^{-3}$, мм	P_w , МПа	G_K , кН	r_c , мм
240 - 508 (9,5/9-20) мод. ВФ-222	$h_Z = -10,2G_K^3 + 318, G_K^2 + 2103G_K + 4833$	0,10	3,0 - 21,0	484,7
	$h_Z = 1,2 G_K^3 - 26,9 G_K^2 + 3704,8 G_K - 547,7$	0,15		
	$h_Z = 0,56 G_K^3 - 19,6 G_K^2 + 3242,1 G_K + 2999$	0,20		
	$h_Z = 0,56 G_K^3 + 20,26 G_K^2 + 2636,9 G_K + 1690$	0,25		
290 - 508 (11,2/10-20) мод. Ф-35	$h_Z = 2,8 G_K^2 + 262,2 G_K + 2642,9$	0,20	3,0 - 21,0	439,5
	$h_Z = -0,5 G_K^3 + 37,6 G_K^2 + 2343,9 G_K + 4140$	0,17		
	$h_Z = -1,2 G_K^2 + 40,8 G_K^2 + 3268,1 G_K + 250$	0,17		
	$h_Z = -4,8 G_K^3 + 137,8 G_K^2 + 3088,6 G_K + 1642,9$	0,11		
	$h_Z = 1,8 G_K^3 - 106,1 G_K^2 + 6647,4 G_K - 6642,6$	0,08		
420-508 (15,5-20) мод. Я-181	$h_Z = 1,3 G_K^3 - 119,3 G_K^2 + 5269 G_K + 1714,1$	0,14	3,0 - 21,0	593
	$h_Z = 3,3 G_K^3 - 173,2 G_K^2 + 7089,9 G_K + 642,8$	0,11		
	$h_Z = 1,56 G_K^3 - 9,2 G_K^2 + 5800 G_K + 6785,6$	0,08		

Таблица 2. Уравнения регрессии для угла закрутки некоторых тракторных шин

Типоразмер шины	P_w , МПа	G_k , кН	Диапазон M , кН·м	Угол закрутки шины рад $\beta \cdot 10^{-3}$,	P_w , МПа	G_k , кН	Диапазон M , кН·м	Угол закрутки шины рад $\beta \cdot 10^{-3}$,
240-508 (9,5/9-20) мод. ВФ-222	0,10	9,1	0,6 - 1,8	$\beta = -56,9M^3 + 217,9M^2 - 224,8M + 77$	0,15	7,9	0,6 - 1,6	$\beta = 20M^3 - 50M^2 + 62M - 14$
	"	6,7	0,6 - 1,4	$\beta = -1,5M^3 + 19,5M^2 - 4,4M + 2,9$	"	5,5	0,6 - 1,4	$\beta = 24M^3 + 10M^2 - 32M + 20$
290-508 (11,2/10-20) мод. Ф-35	0,14	10,0	0,6 - 1,8	$\beta = 34,4M^3 - 98,2M^2 + 100M - 26,4$	0,11	10,0	0,6 - 1,8	$\beta = 22M^3 - 58,5M^2 + 66M - 17$
	"	8,0	0,6 - 1,4	$\beta = 6,3M^3 + 33M^2 - 49M + 21$	"	8,0	0,6 - 1,4	$\beta = 14,6M^3 + 9M^2 - 23M + 14$
	0,03	12,0	0,6 - 2,2	$\beta = 6,5M^3 - 15,9M^2 + 26M - 3$	0,08	8,0	0,6 - 1,4	$\beta = 5,5M^3 + 9,6M^2 - 2,5M + 5,2$
	"	10,0	0,6 - 1,8	$\beta = 3M^3 + 5,3M^2 + 1,7M + 3,2$				
420-508 (15,5-20) мод. Я-181	0,11	15,0	0,6 - 5,2	$\beta = 0,7M^3 - 3,4M^2 + 16,7M - 5,3$	0,08	15,0	0,6 - 4,8	$\beta = 0,4M^3 - 0,7M^2 + 11,5M - 3$
	"	12,0	0,6 - 5,0	$\beta = 1,7M^3 - 10M^2 + 30M - 11$	"	12,0	0,6 - 4,4	$\beta = 1,1M^3 - 5,3M^2 + 20M - 5,6$
	"	9,0	0,6 - 2,4	$\beta = -9,8M^3 + 32,5M^2 - 64M + 27$	"	9,0	0,6 - 3,8	$\beta = 2,7M^3 - 12,1M^2 + 31M - 10$

Согласно теореме Вейерштрасса [2], любую непрерывную функцию можно приблизить на конечном интервале сколь угодно точно параболлами порядка p . В данной работе в качестве исходной зависимости была принята параболическая зависимость 3-го порядка вида

$$y = a_0 x^3 + a_1 x^2 + a_2 x + a_3,$$

где y - упругие деформации шины ($h_Z; \beta$); x - независимо изменяющиеся параметры (G_k, M и др.).

Нахождение неизвестных коэффициентов $a_0 \dots a_3$ осуществлялось с помощью ЭЦВМ "Наири-К" по специально разработанной программе.

В результате расчета были получены уравнения регрессии для нормальных прогибов тракторных шин некоторых моделей, которые приведены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, зависимость $h_Z = f_1(G_k)$ в рабочем диапазоне нормальных нагрузок при различных давлениях воздуха можно считать близкой к линейной, что упрощает уравнения и расчет коэффициента нормальной жесткости и его зависимости от давления.

Статический радиус шины для различных давлений и нормальных нагрузок определяется по формуле

$$r_{ст} = r_c - [h_Z = f_1(G_k)],$$

где r_c - свободный радиус колеса.

Например, для шины 9,5/9-20 ($p_{wv} = 0,20$ МПа) упрощенное уравнение нормального прогиба запишется в виде $h_Z = 3,24 G_k + 3,0$, а уравнение для статического радиуса при том же давлении будет иметь вид

$$r_{ст} = 484,7 - 3,24 G_k + 3,0.$$

Аналогично проводился расчет крутильной жесткости тракторных шин. Уравнения регрессии для определения угла закрутки от приложенного крутящего момента при различных нормальных нагрузках и давлениях приведены в табл. 2.

Резюме. При расчете механизмов автоматического управления передним ведущим мостом трактора необходимо учитывать изменение жесткостных характеристик шин. Приведенные уравнения регрессии могут быть использованы также при исследовании нагруженности привода и плавности хода трактора.

Л и т е р а т у р а

1. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. М., 1972. 2. Герасимович А.И., Матвеева Я.И. Тексты лекций по курсу "Теория вероятностей и математическая статистика", ч. 1. Минск, 1973.

УДК 629.114.2

А.Х. Лефаров, докт.техн.наук,
В.В. Ванцевич, А.В. Гури
(Белорусский политехнический
институт)

БЛОКИРУЮЩИЕСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ – МЕХАНИЗМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Идеальный дифференциал должен удовлетворять требованиям кинематики поворота колесной машины, а также перераспределять тяговые усилия между мостами и колесами в строгом соответствии со сцепными условиями колес с дорогой. Однако механизмов, которые полностью удовлетворяли бы этим требованиям, в настоящее время еще нет. Механизмы, получившие название блокирующихся дифференциалов, выполняют эти функции не совсем полно.

Перераспределение тяговых усилий блокирующимися дифференциалами может возникать при неодинаковых сцепных условиях колес с дорогой, а также при разных путях, проходимых колесами на повороте.

Тяговые усилия между колесами перераспределяются автоматически до определенного их соотношения, которое равно коэффициенту блокировки K и при достижении которого наступает относительное вращение полуосей.

Условия по сцеплению колес с дорогой и разность путей, проходимых ими на повороте, как задающие воздействия на соотношение сил тяги колес (последнее является регулируемой величиной), произвольно определяются во времени. По этой причине блокирующиеся дифференциалы можно отнести к системам автоматического регулирования следящего действия.

Основную группу блокирующих дифференциалов составляют механизмы, работающие по принципу повышенного внутреннего трения. В литературе, как правило, считают, что все эти механизмы идентичны. На самом деле это не совсем так. Подробное изучение свойств этих механизмов показывает, что по

своим характеристикам и влиянию на эксплуатационные свойства машин их можно объединить в следующие три группы:

1. Дифференциалы с повышенным внутренним трением за счет искусственно созданного низкого КПД механизма в относительном вращении двух выходных валов. Расчетный коэффициент блокировки, представляющий собой отношение моментов на выходных валах при срабатывании дифференциала, — величина постоянная, не зависящая от тягового момента на корпусе механизма M_0 (здесь и далее полагаем, что коэффициент трения μ постоянен).

2. Дифференциалы с муфтами трения, сжатыми специальными пружинными устройствами для получения большого момента трения в механизме при отсутствии тяговой нагрузки M_0 . С появлением и возрастанием тяговой нагрузки возникающие осевые силы полуосевых шестерен противодействуют усилиям пружин и тем самым снижают моменты трения в муфтах. Таким образом, с ростом тяговой нагрузки момент трения в дифференциале уменьшается и соответственно уменьшается коэффициент блокировки K_D .

3. Дифференциалы с муфтами постоянного момента трения. В этих механизмах, хотя момент трения и неизменен, доля его в балансе моментов уменьшается с ростом тяговой нагрузки, и, следовательно, уменьшается коэффициент блокировки.

Встречаются механизмы смешанного типа, сочетающие в своей конструкции элементы указанных трех групп блокирующихся дифференциалов.

Рассмотрим особенности характеристик трех групп блокирующихся дифференциалов с повышенным внутренним трением.

В работе [1] получено выражение для K_D , универсальное для всех дифференциалов первой группы,

$$K_D = \frac{1 + \mu \Pi}{1 - \mu \Pi} \quad (1)$$

Геометрический показатель Π , постоянный для каждой данной конструкции дифференциала первой группы, отражает особенности конструктивной схемы механизма. Графически зависимость (1) представляет собой равностороннюю гиперболу с асимптотами, параллельными осям координат с центром O' (рис. 1).

К этой группе механизмов относится большинство блокирующихся дифференциалов, применяемых в машинах. Это дисковый дифференциал МТЗ-52, кулачковый дифференциал ГАС-66, чер-

вянный дифференциал НАМИ и др. В этих механизмах в большинстве случаев $K_d = 2,5 - 4$ и соответственно $\Pi = 4 - 6$ при $\mu = 0,1$.

Примером дифференциала второй группы может служить механизм, разработанный американской фирмой Борг-Варнер [2]. Этот дифференциал имеет так называемые "разгрузочные конусы", которые поджаты тарельчатыми пружинами. Причем усилия пружин направлены противоположно действующим на полуосевые шестерни осевым составляющим усилий в зацеплении зубьев, которые стремятся развести шестерни. Поэтому дифференциал обладает высоким коэффициентом блокировки при передаче малого крутящего момента. При увеличении тяговой нагрузки внутреннее трение в конусных муфтах дифференциала уменьшается за счет того, что возрастающее осевое усилие полуосевых шестерен уменьшает результирующую силу, сжимающую конусные муфты. В результате уменьшается коэффициент блокировки.

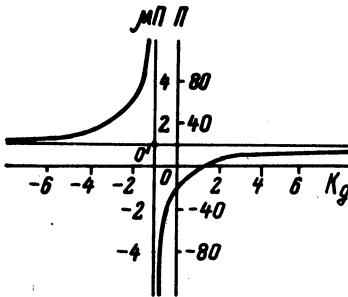


Рис. 1. Зависимость K_d от величины Π для дифференциалов с повышенным внутренним трением.

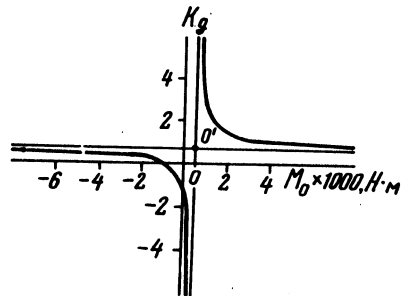


Рис. 2. Зависимость K_d от тягового момента M_0 для дифференциалов типа Борг-Варнер.

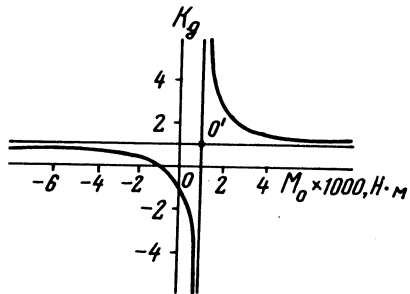


Рис. 3. Зависимость K_d от тягового момента M_0 для дифференциалов с муфтами постоянного момента трения.

Зависимость между K_d и M_0 для указанного механизма на основании общеизвестных методов выражена нами следующей формулой:

$$K_d = \frac{(1 - \mu A) M_0 + \mu B}{(1 + \mu A) M_0 - \mu B}, \quad (2)$$

где А и В – некоторые характеристики, как и П в формуле (1), постоянные для данной конструкции дифференциала.

На рис. 2 дано графическое изображение зависимости (2).

Для блокирующихся дифференциалов, образующих третью группу, коэффициент блокировки, как показано в работе [1], может быть определен по выражению

$$K_{\text{д}} = \frac{M_0 + C}{M_0 - C}, \quad (3)$$

где С – постоянная величина, характерная для данного механизма.

Из выражения (3) видно, что $K_{\text{д}}$ – величина переменная и зависит от режима тяги. Чем больше тяговая нагрузка, тем меньше $K_{\text{д}}$ и, наоборот, чем меньше тяговая нагрузка, тем больше $K_{\text{д}}$.

Графическая интерпретация зависимости (3) дана на рис. 3. Сопоставляя характеристики дифференциалов второй и третьей групп, необходимо отметить, что протекание кривых $K_{\text{д}}$ отличается тем, что во второй группе с возрастанием тяговой нагрузки величина $K_{\text{д}}$ раньше достигает значения единицы, т.е. раньше наступает переход на режим работы обычного дифференциала.

Резюме. 1. Самоблокирующиеся дифференциалы, работающие по принципу повышенного внутреннего трения, по своей внешней характеристике можно подразделить на три группы.

Если в первой группе коэффициент блокировки $K_{\text{д}}$ постоянен (при неизменном μ), то во второй и третьей группах величина $K_{\text{д}}$ с ростом тяговой нагрузки уменьшается, причем это уменьшение происходит быстрее в механизмах второй группы.

Перераспределение тяговых усилий между колесами, зависящее от $K_{\text{д}}$, происходит автоматически.

2. Закон перераспределения тяговых нагрузок между колесами, определяемый дифференциалом, влияет на проходимость, управляемость и экономичность машины в эксплуатации.

Для более полного изучения этого влияния необходимы дальнейшие теоретические исследования и обстоятельная экспериментальная проверка.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. М., 1972.
2. Самоблокирующийся межосевой дифференциал. – "Автомобильная промышленность США", 1973, №9.

Е.Н. Григорьев, Л.А. Вайнштейн, канд. психол. наук,
(Белорусский филиал Всесоюзного научно-исследовательского института технической эстетики)

ВЛИЯНИЕ АВТОМАТИЗАЦИИ НА ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ САМОХОДНЫХ УБОРОЧНЫХ СЕЛЬХОЗМАШИН И ИЗМЕНЕНИЕ УСЛОВИЙ ТРУДА МЕХАНИЗАТОРОВ

В настоящее время большинство полевых сельскохозяйственных работ производится мобильными сельскохозяйственными агрегатами на скоростях 6 - 9 км/ч, разработаны научные основы повышения скоростей до 9 - 15 км/ч. Это стало возможным благодаря созданию более энергонасыщенных скоростных тракторов, которые являются энергоблоком сельскохозяйственного агрегата, и соответствующих широкозахватных прицепных и навесных сельскохозяйственных машин.

Однако в отечественной практике совершенствования конструкций сельскохозяйственных машин встречаются случаи, когда повышение рабочих скоростей, а также оптимизация основных размеров прицепных широкозахватных машин приводит к ухудшению не только общих технико-экономических показателей агрегатов (увеличение металлоемкости, затрат энергии на единицу производительности; снижение маневренности и т.д.), но и условий труда механизаторов. Это относится прежде всего к прицепным свекло-, картофеле-, кукурузоуборочным и некоторым другим машинам. Главная причина заключается в том, что до сих пор при создании сельхозмашины, как правило, учитывались только условия ее работы в агрегате с трактором.

В настоящее время взят курс на создание специальных самоходных сельскохозяйственных машин как агрегатов с наиболее рациональной формой соединения энергетической системы и функциональной основы: рабочих органов и конструктивных элементов технологических линий. Самоходные машины высокопроизводительны, более маневренны при работе на повышенных скоростях, менее материалоемки, удобны и легки в управлении.

Способы построения сельскохозяйственных агрегатов существенно влияют на содержание трудовой деятельности механизаторов, объем и характер выполняемых ими функций. Так, самоходные сельскохозяйственные машины обслуживаются одним механизатором, который управляет движением агрегата и осу-

ществляет контроль за выполнением технологических операций. Совмещение функций тракториста и комбайнера и передача их одному механизатору значительно усложняет его трудовую деятельность, повышает его физическую и психофизиологическую нагрузку.

Решение вопроса увеличения скорости протекания рабочих процессов в агрегатах позволит осуществить дальнейшее повышение их рабочих скоростей. Но дальнейшее увеличение скорости движения агрегатов будет сдерживаться психофизиологическими возможностями механизаторов. Вследствие этого достигнутое технико-экономическое совершенство агрегата не сможет быть использовано. Обеспечить соответствие технических характеристик самоходных сельскохозяйственных машин психофизиологическими возможностями механизатора позволяет автоматизация.

В самоходных машинах можно автоматизировать: управления движением; управления рабочими органами; контроль за ходом и качеством выполнения технологических операций; контроль за исправностью машины и сигнализацию о неисправностях.

Появление самоходных уборочных сельскохозяйственных машин позволило обеспечить не только сам процесс уборки сельскохозяйственных культур, но и осуществлять при этом их частичную сортировку и переборку с привлечением вспомогательных рабочих. Так, на картофелеуборочном комбайне используется труд 4 вспомогательных рабочих, а на томатуборочном — до 20. Поэтому весьма перспективным направлением является создание технических устройств, заменяющих труд этих людей.

Внедрение автоматизации изменяет традиционную схему построения самоходной сельскохозяйственной машины из трех основных звеньев: рабочих органов и технологических линий, передаточных механизмов, энергоблока. На смену трехзвенной приходит четырехзвенная схема машины, где четвертым звеном становится совокупность автоматических устройств, позволяющих более эффективно осуществлять отдельные элементы управления.

Появление четвертого звена обуславливает качественные изменения характера труда механизатора. Так, например, в выпускаемых ранее свеклоуборочных и картофелеуборочных комбайнах глубину хода подкатывающих рабочих органов механизатор регулировал вручную с начала гона в зависимости от микрорельефа, влажности почвы и качества ее предшествующей обработки. Такой способ регулирования был малоэффективен: на

неровном поле то и дело приходилось останавливать комбайн и вручную корректировать положение копача, да и то не всегда можно было угадать среднюю глубину лемеха.

Благодаря применению автоматического регулятора глубины хода подкапывающих рабочих органов обеспечивается высокое качество извлечения корней, повышается производительность агрегата, более стабильно загружается двигатель и активные рабочие органы. В этом случае человек освобождается от необходимости ручной корректировки глубины, осуществляя только функции налаживания, программирования и контроля работы автомата.

Таким образом, если раньше механизатор имел возможность наблюдать весь технологический процесс и при необходимости корректировать ход его выполнения, от его квалификации и опыта зависело качество работы машины, то в условиях автоматизации исчезает прямое и непосредственное взаимодействие человека с отдельными рабочими механизмами. В трудовой деятельности механизатора все больше доминируют информационные процессы, причем чаще всего информацию об управляемом объекте человек получает в "закодированном" виде с помощью контрольно-измерительных приборов.

Кроме того, автоматизация сельскохозяйственных машин существенно повлияла на их технический уровень. Машины из простых орудий, агрегируемых с трактором, превращаются в сложные самоходные технические системы, обеспечивающие выполнение наиболее трудоемких операций сельскохозяйственного производства.

Резюме. Внедрение автоматизации изменяет существующую трехзвенную схему построения самоходных уборочных машин. Появляется четырехзвенная схема, где четвертым звеном становятся различные технические устройства, позволяющие автоматизировать отдельные, наиболее трудоемкие для человека элементы процесса управления. На основе этого машины из простых орудий, агрегируемых с трактором, превращаются в достаточно сложные самоходные автоматизированные технические системы.

Автоматизация систем управления самоходными уборочными сельхозмашинами меняет структуру трудовой деятельности механизатора: вместо ручного труда и физических усилий первостепенное значение приобретают технические знания человека, процессы восприятия, внимания и мышления, повышаются требования к его сенсомоторным качествам, скорости и точности реакций.

Н.В. Богдан, канд.техн.наук, А.И. Скуртул
(Белорусский политехнический институт)

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ МОМЕНТОВ НА ЗАДНИХ КОЛЕСАХ ТРАКТОРА ПРИ ВВЕДЕНИИ МЕЖКОЛЕСНОЙ СВЯЗИ

Один из путей повышения производительности тракторных поездов – увеличение транспортных скоростей движения. В связи с этим весьма актуальной становится проблема обеспечения безопасности движения этих поездов при торможении. Наиболее неустойчивым звеном тракторного поезда является трактор, так как он имеет короткую базу, вследствие чего даже незначительная неравномерность тормозных сил на колесах трактора может вызвать складывание тракторного поезда.

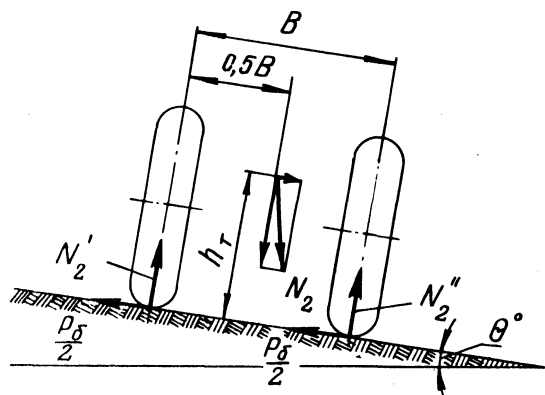


Рис. 1. Схема для определения нормальных реакций, действующих на задние колеса трактора при торможении на дороге с поперечным уклоном.

При использовании конического дифференциала на задней оси трактора класса 14 кН величины тормозных моментов правого и левого колес в процессе торможения, если не учитывать трение в дифференциале, будут соответствовать моментам, развиваемым тормозными механизмами, и ограничиваться сцепным весом, приходящимся на эти колеса. Величины нормальных реакций на правом и левом колесах задней оси трактора при торможении, исходя из расчетной схемы (рис.1), в общем виде можно представить следующими зависимостями:

$$\begin{aligned}
 N_2' &= (0,5B \cos \theta - h_T \sin \theta) \frac{G_T l_1 - P_j h_T + P_{сц} h_{сц}}{B L_T}; \\
 N_2'' &= (0,5B \cos \theta + h_T \sin \theta) \frac{G_T l_1 - P_j h_T + P_{сц} h_{сц}}{B L_T},
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где B - колея задних колес; θ - поперечный уклон дороги; h_T - высота центра тяжести трактора; l_{1T} - расстояние от центра тяжести до передней оси трактора в продольной плоскости; P_j - сила инерции трактора; $P_{сц}$ - усилие в сцепке между трактором и прицепом; $h_{сц}$ - высота сцепного устройства трактора; L_T - база трактора.

В результате различных нормальных реакций, возникающих вследствие того, что дорога имеет поперечный уклон, на колесах задней оси трактора создаются неодинаковые тормозные силы. В этом случае на трактор действует момент, стремящийся развернуть его в сторону уклона дороги,

$$M_p = \varphi h_T \sin \theta \frac{G l_{1T} - P_j h_T + P_{сц} h_{сц}}{L_T} \quad (2)$$

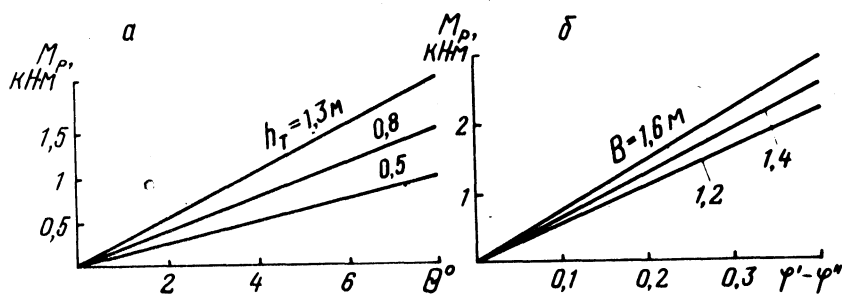


Рис. 2. Зависимость разворачивающего момента трактора: а - от поперечного уклона дороги и высоты центра тяжести трактора; б - от разности коэффициентов сцепления колес при торможении.

Зависимость разворачивающего момента для трактора МТЗ-80 при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,7$ от поперечного уклона дороги при различной колее задних колес и координате центра тяжести, представленная на рис. 2, а, показывает, что с увеличением уклона дороги, колеи задних колес и координаты центра тяжести трактора разворачивающий момент возрастает. Кроме разворачивающего момента на трактор действует боковая сила, которая при полном использовании сцепного веса (колеса блокируются) может вызвать боковое скольжение задней оси

$$P_6 = \sin \theta \frac{G l_{1T} - P_j h_T + P_{сц} h_{сц}}{L_T} \quad (3)$$

При торможении на горизонтальной дороге с различными коэффициентами сцепления правого φ' и левого φ'' колес трактор также может двигаться неустойчиво. Разворачивающий

момент, возникающий вследствие разных по величине тормозных сил, стремится повернуть трактор в горизонтальной плоскости в сторону колеса с большим коэффициентом сцепления

$$M_p = (\varphi' - \varphi'') B \frac{G l_1 - P_j h_T + P_{сц} h_{сц}}{L_T} \quad (4)$$

Построенные по формуле (4) зависимости показывают (рис. 2, б), что с увеличением разности коэффициента сцепления колес устойчивость движения при торможении ухудшается.

В значительной мере устойчивость движения трактора зависит также от неравномерной работы тормозных механизмов, так как в этом случае на колеса действуют разные по величинам тормозные моменты. Большой тормозный момент M_2^I приложен к отстающему колесу, меньший M_2^{II} - к забегающему. Величина суммарного тормозного момента на задней оси трактора равна

$$M_T = M_2^I + M_2^{II} = i_{б.п} (M_{ТМ}^I + M_{ТМ}^{II}) = \gamma_T N_2 r_T \quad (5)$$

где $i_{б.п}$ - передаточное число бортовой передачи, $M_{ТМ}^I$ и $M_{ТМ}^{II}$ - моменты, развиваемые тормозными механизмами отстающего и забегающего колес, γ_T - удельная тормозная сила, N_2 - нормальная реакция на задней оси трактора, r_T - радиус качения колеса.

Отношение тормозных моментов $M_{ТМ}^I$ и $M_{ТМ}^{II}$ представляет собой коэффициент неравномерности тормозных механизмов

$$K_H = \frac{M_{ТМ}^I}{M_{ТМ}^{II}} \quad (6)$$

На основании выражений (5) и (6) получим значения тормозных моментов на отстающем и забегающем колесах:

$$M_2^I = \frac{\gamma_T K_H r_T N_2}{K_H + 1}; \quad M_2^{II} = \frac{\gamma_T r_T N_2}{K_H + 1} \quad (7)$$

Неодинаковые по величине тормозные моменты на колесах трактора вызывают разные тормозные силы T_2^I и T_2^{II} , в результате чего возникает момент, стремящийся развернуть трактор в горизонтальной плоскости.

$$M_p = \frac{(T_2^I - T_2^{II}) B}{2} = \frac{\gamma_T N_2 B (K_H - 1)}{2(K_H + 1)} \quad (8)$$

При значительной разности тормозных сил на колесах разворачивающий момент может вызвать неустойчивое движение трактора, т.е. занос или боковой увод. Для повышения устойчивости движения необходимо добиться равенства тормозных моментов на обоих колесах задней оси трактора, которое достигается за счет блокирования дифференциала. В этом случае

$$K_6 = \frac{M_T + \Delta M_T}{M_T - \Delta M_T}, \quad (9)$$

где K_6 – коэффициент блокировки дифференциала. Величина тормозного момента, перераспределенного с отстающего колеса на забегающее, в этом случае будет

$$\Delta M_T = \frac{\gamma_T r_T N_2 (K_6 - 1)}{K_6 + 1}. \quad (10)$$

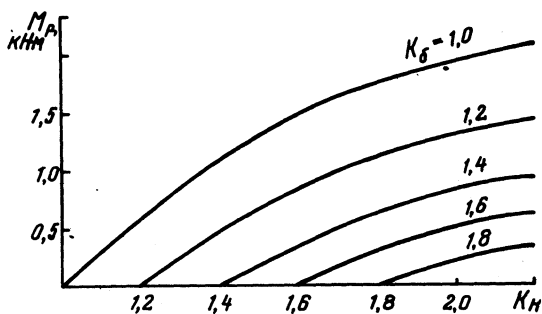
Перераспределение части тормозного момента в результате блокирования дифференциала способствует выравниванию тормозных сил на колесах задней оси трактора, что равносильно появлению момента в горизонтальной плоскости, препятствующего развороту трактора и равного

$$M_p'' = \frac{\Delta M_T B}{2 r_T} = \frac{\gamma_T B N_2 (K_6 - 1)}{2(K_6 + 1)}. \quad (11)$$

Суммарный разворачивающий момент, таким образом, будет

$$M_{\text{сум}} = M_p' - M_p'' = 0,5 \gamma_T B N_2 \left(\frac{K_H - 1}{K_H + 1} - \frac{K_6 - 1}{K_6 + 1} \right). \quad (12)$$

Рис. 3. Зависимость суммарного разворачивающего момента трактора от коэффициентов неравномерности работы тормозных механизмов и блокировки дифференциала.



Приведенные зависимости (рис. 3) суммарного разворачивающего момента трактора от коэффициентов неравномерности работы тормозных механизмов и блокировки дифференциала по-

казывают, что при равенстве этих коэффициентов суммарный разворачивающий момент равен нулю. Трактор при торможении будет двигаться устойчиво, так как тормозные силы на правом и левом колесах будут равны, причем при полном использовании сцепного веса блокирование колес будет происходить одновременно.

Резюме. При неравномерной работе тормозных механизмов задней оси трактора необходимо блокирование ее дифференциала. Это повышает устойчивость движения трактора вследствие выравнивания тормозных моментов путем их перераспределения с отстающего колеса на забегающее.

УДК 629.113 - 592

Н.В. Богдан, канд.техн.наук,
Г. П. Грибко, канд.техн.наук,
И.С. Рахлей (Белорусский
политехнический институт)

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА ОСЯХ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Оптимальное распределение тормозных сил и рациональное использование сцепного веса по осям тракторного поезда требуют переменного соотношения тормозных сил в зависимости от величин нормальных реакций, приходящихся на тормозные оси, и дорожных условий, оцениваемых коэффициентом сцепления φ .

Для оценки эффективности торможения тракторного поезда используется [1] понятие удельной тормозной силы $\gamma_{тп}$, представляющей собой отношение суммарной тормозной силы $\sum T_i$, к полному весу поезда $\gamma_{тп} = \frac{\sum T_i}{G_{тп}}$.

Удельная тормозная сила тракторного поезда зависит от нагрузки прицепа, положения центра тяжести трактора и прицепа, соотношения осевых тормозных сил, коэффициента сцепления колес с дорогой и характеризуется изменением эффективности торможения при изменении этих параметров. Однако, являясь суммарным показателем, коэффициент удельной тормозной силы тракторного поезда не может характеризовать удельных тормозных сил каждого звена и каждой тормозной

оси. С этой целью введем понятие удельных тормозных сил звеньев и тормозных осей тракторного поезда:

- для трактора

$$\gamma_T = \frac{2k_1 p_{\text{пед}}}{R_K G_T};$$

- для прицепа

$$\gamma_{\text{п}} = \frac{2p_1(k_2 + k_3)}{r_K G_{\text{п}}};$$

- для передней оси прицепа

$$\gamma_{\text{п1}} = \frac{2k_2 p_1 L_{\text{п}}}{r_K \left[G_{\text{п}} (l_4 + \gamma_{\text{п}} h_{\text{пр}}) + P_{\text{сц}} (h_{\text{сц}} - h_{\text{пр}}) \right]};$$

- для задней оси прицепа

$$\gamma_{\text{п2}} = \frac{2k_3 p_1 L_{\text{п}}}{r_K \left[G_{\text{п}} (l_3 - \gamma_{\text{п}} h_{\text{п}}) - P_{\text{сц}} (h_{\text{сц}} - h_{\text{п}}) \right]};$$

где k_1, k_2, k_3 - коэффициенты пропорциональности тормозных механизмов трактора, передней и задней осей прицепа; $P_{\text{пед}}$ - усилие на тормозной педали трактора; p_1 - давление воздуха в тормозных камерах прицепа; $G_T, G_{\text{п}}$ - вес трактора и прицепа; R_K, r_K - радиусы задних колес трактора и прицепа; $h_{\text{п}}$ - высота центра тяжести прицепа; $P_{\text{сц}}$ - усилие в сцепке между трактором и прицепом; $L_{\text{п}}$ - база прицепа; l_3, l_4 - координаты центра тяжести до передней и задней осей прицепа; $h_{\text{сц}}$ - высота сцепного устройства.

Оптимальное регулирование тормозных сил по осям предполагает такое распределение, при котором в любых дорожных условиях соблюдается равенство тормозных сил $\gamma_{\text{п1}} = \gamma_{\text{п2}} = \gamma_{\text{п}} = \gamma_T = \gamma_{\text{тп}}$.

Для тракторного поезда такое равенство получить невозможно, так как у трактора отсутствуют тормозные механизмы на передних колесах. Оптимальное распределение тормозных сил и рациональное использование сцепного веса прицепа при торможении требуют условия оптимального соотношения давлений воздуха в тормозных камерах тормозов прицепа. Давление воздуха в тормозных камерах передней p_1 и задней p_2 осей прицепа находим из выражений

$$p_1 = \frac{\gamma_{\pi 1} r_{\pi} \left[G_{\pi} (1 + \gamma_{\pi} h_{\pi}) + P_{\text{сц}} (h_{\text{сц}} - h_{\pi}) \right]}{2k_2 L_{\pi}} ;$$

$$p_2 = \frac{\gamma_{\pi 2} r_{\text{к}} \left[G_{\pi} (1 - \gamma_{\pi} h_{\pi}) - P_{\text{сц}} (h_{\text{сц}} - h_{\pi}) \right]}{2k_3 L_{\pi}} .$$

При установке регулятора тормозных сил в передний контур тормозного привода прицепа давление воздуха в тормозных камерах передней оси будет выражаться следующей зависимостью

$$p_1' = \frac{2}{\beta(\alpha)} \arcsin = \frac{G_{\pi} (1 + \gamma_{\pi} h_{\pi}) + P_{\text{сц}} (h_{\text{сц}} - h_{\pi}) - m_2 g L_{\pi}}{4L_{\pi} \frac{1}{r_3} c} ,$$

где $\beta(\alpha)$ - статическая характеристика регулятора; l - длина рычага регулятора; c_3 - жесткость рессоры; m_2 - масса неподдрессоренной оси прицепа.

Для оценки распределения тормозных сил по осям прицепа в зависимости от хода тормозной педали построены расчетные зависимости удельных тормозных сил для регулируемого и нерегулируемого переднего контура привода тормозов (рис.1,Г). При нерегулируемом приводе тормозов распределение тормозных сил по осям прицепа постоянное и оптимальное торможение в этом случае будет только на дороге с определенным коэффициентом сцепления. Для груженого прицепа одновременное блокирование колес передней и задней осей происходит при $\gamma_{\pi 1} = 0,32$, что соответствует ходу тормозной педали, равном 0,055 м. Кривая удельной тормозной силы оси прицепа, проходящей выше γ_{π} удельной тормозной силы прицепа, свидетельствует об опережающем блокировании этих колес. Следовательно, у груженого прицепа до хода тормозной педали, равном 0,055 м, первыми будут блокироваться колеса передней оси, а при ходе тормозной педали, большем 0,055 м, - задней. У порожнего прицепа одновременное блокирование колес осей происходит при $\gamma_{\pi 1} = 0,65$, что соответствует ходу тормозной педали 0,046 м. При ходе тормозной педали до 0,046 м первыми блокируются колеса передней оси, а при ходе тормозной педали больше 0,046 м - задней.

Для проверки и уточнения теоретических выводов были проведены лабораторно-полевые исследования тракторного поезда, состоящего из трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4 модели

887Б. В процессе испытаний замерялись тормозные моменты на колесах трактора и прицепа, путь торможения, замедление тракторного поезда, ход тормозной педали, давление воздуха на входе и выходе регулятора тормозных сил, давление воздуха в задней тормозной камере прицепа, вертикальные нагрузки на передней оси трактора и прицепа. Регистрация всех перечисленных параметров осуществлялась на ленту осциллографа при различной эффективности торможения, которая задавалась ходом тормозной педали.

Приведенные экспериментальные зависимости удельных тормозных сил на задней оси трактора и на осях прицепа в зависимости от хода тормозной педали (рис. 1, II а) показывают, что удельная тормозная сила трактора начинает нарастать при ходе педали, равном 0,066 м, и достигает максимума при ходе

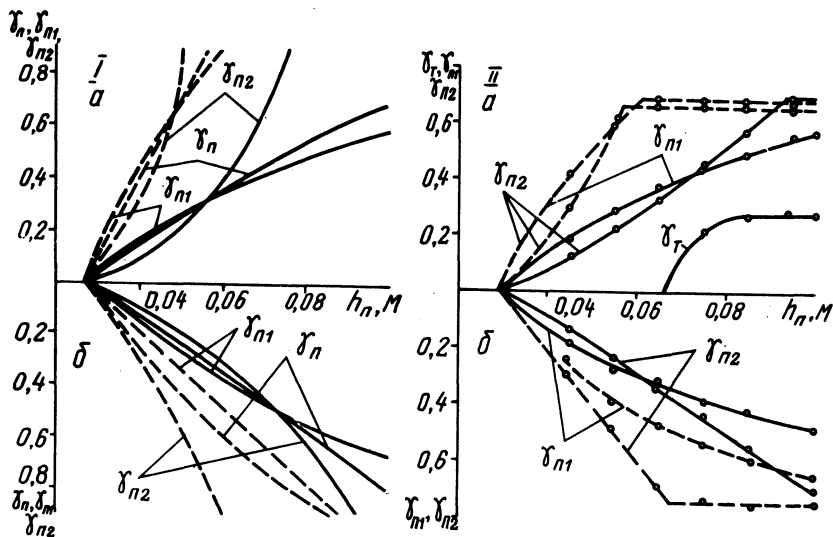


Рис. 1. Характеристики удельных тормозных сил на осях тракторного поезда в зависимости от хода тормозной педали: I - теоретические, II - экспериментальные; а - без регулятора тормозных сил, б - с регулятором тормозных сил; — — — — прицеп груженный; - - - - прицеп порожний.

0,085 м. Кривую зависимости удельной тормозной силы трактора можно смещать на графике вправо и влево за счет регулировки тормозов, но характер ее во всех случаях остается прежним. Неодновременное нарастание удельных тормозных сил на осях тракторного поезда затрудняет ориентацию водителя при торможении, так как он не может создавать одинаковые удельные тормозные силы на осях тракторного поезда, что

приводит к возникновению значительных усилий в сцепке, особенно при "служебном" торможении.

На (рис. 1, II, б) приведены зависимости удельных тормозных сил прицепа и его осей с регулятором, установленным в передний контур тормозного привода прицепа, от хода тормозной педали. В этом случае при торможении с груженым прицепом одновременное блокирование колес передней и задней осей происходит при $\chi_{\text{п}} = 0,45$, что соответствует ходу тормозной педали 0,0735 м. При перемещении тормозной педали до хода, равного 0,0735, первыми будут блокироваться колеса передней оси, а при дальнейшем перемещении педали — колеса задней оси.

При торможении порожнего прицепа с регулируемым приводом характерно то, что всегда будут первыми блокироваться колеса задней оси; причем изменение удельных тормозных сил осуществляется в большом диапазоне перемещения тормозной педали для регулируемого привода по отношению к нерегулируемому. Следовательно, регулятор тормозных сил, установленный в передний контур тормозного привода прицепа, позволяет сблизить характер нарастания удельных тормозных сил на осях груженого и порожнего прицепов, а также расширить диапазон следящего действия.

Резюме. Установка регулятора тормозных сил на переднюю ось прицепа обеспечивает сближение характеристик удельных тормозных сил на осях груженого и порожнего прицепов и расширение диапазона следящего действия привода, что значительно улучшает качество торможения и упрощает работу водителя.

Л и т е р а т у р а

1. Машенко А.Ф., Розанов В.Г. Тормозные системы автотранспортных средств. М., 1972.

УДК 629.114.2.073

Г.А. Молош, канд. техн. наук,
В.В. Гуськов, докт. техн. наук
(Белорусский политехнический институт)

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПЛАВНОСТИ ХОДА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛАССА 14 кН НА ПОЛЕВЫХ РАБОТАХ

При выполнении полевых работ тракторы движутся по естественной поверхности полей, поэтому неудовлетворительная

плавность их хода – серьезное препятствие в освоении высоких рубежей скорости движения. Это сдерживает дальнейшее повышение производительности и эффективности труда.

Целью испытаний плавности хода колесного трактора класса 14 кН являлось определение уровня колебаний остова трактора и сиденья водителя в зависимости от скорости движения и различных систем поддрессоривания остова при выполнении полевых работ в агрегате с полуприцепом 1ПТС-4 (вертикальная нагрузка на гидрокрюк трактора от полуприцепа составляла 8,5 кН), с навесным плугом ПН-3-35 в транспортном положении и без сельскохозяйственных машин.

В качестве объекта испытаний был принят трактор МТЗ-80 с двумя вариантами подвески колес: а) серийной подвеской передних колес и неподдрессоренным задним мостом и б) экспериментальной подвеской передних и задних колес. Серийная подвеска передних колес содержит в качестве упругого элемента витую цилиндрическую пружину. Суммарная жесткость подвески равна 720 кН/м, а полный прогиб составляет 35 мм. Экспериментальная подвеска передних колес содержит винтовую цилиндрическую пружину и полый резиновый буфер, суммарная жесткость подвески при работе только пружины составляет 180 кН/м, включение в работу полого резинового буфера увеличивает жесткость подвески; полный прогиб подвески равен 60 мм.

Экспериментальная подвеска задних колес – пневмогидравлическая с автоматическим регулированием жесткости упругого элемента в зависимости от нагрузки, суммарная жесткость подвески в статическом положении трактора без навесных сельскохозяйственных машин 160 кН/м, с навешенным плугом 300 кН/м, полный динамический прогиб равен 140 мм [1].

В качестве оценочных измерителей плавности хода трактора принимались: вертикальные ускорения остова, замеренные на переднем бруске над осью передних колес и на полу кабины над осью задних колес, вертикальные и горизонтально-продольные ускорения, замеренные на сиденье водителя, а также скорость движения машинно-тракторного агрегата [2].

Измерение величин оценочных показателей осуществлялось посредством потенциометрических датчиков ускорений инерционного типа МП-95 с последующей записью сигнала на ленту осциллографа Н-700 с блоком питания. Скорость движения определялась по времени проезда мерного участка. Испытания проводились при движении машинно-тракторного агрегата (МТА)

по горизонтальному участку стерни озимой пшеницы поперек направления предыдущей обработки почвы. Плотность почвы составляла $100 - 120 \text{ Н/см}^2$ при относительной влажности $10 - 11\%$. Длина участка составляла 200 м , среднеквадратическая высота неровностей поля, замеренная по следу трактора, составляла $3,5 \text{ см}$.

Результаты испытаний обрабатывались по методике, изложенной в работе [3], а сравнительный анализ – по среднеквадратическим значениям измеряемых величин в зависимости от скорости движения.

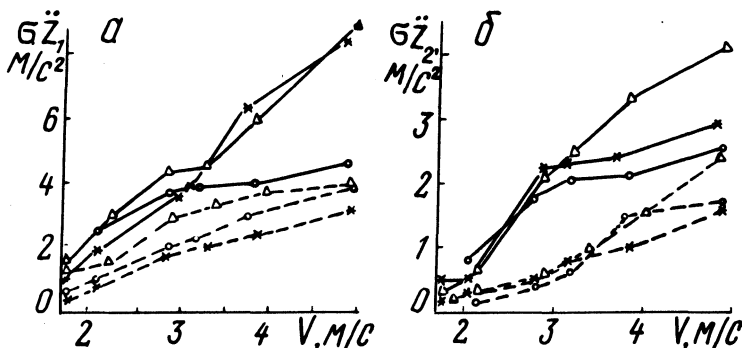


Рис. 1. Зависимость среднеквадратических вертикальных ускорений на переднем бруске (а) и в месте установки сиденья (б) от скорости движения МТА: —○— с полуприцепом; —*— с плугом; —△— на холостом ходу; — подвеска остова серийная; ---- экспериментальная.

На рис. 1 представлены зависимости среднеквадратических величин вертикальных ускорений на переднем бруске над осью передних колес $\sigma \ddot{z}_1$ и на полу кабины над осью задних колес $\sigma \ddot{z}_2$ в зависимости от скорости движения МТА.

Сравнительный анализ результатов испытаний позволил установить, что наилучшей плавностью хода обладает трактор с серийной подвеской колес. Трактор с экспериментальной подвеской передних и задних колес имеет значительно лучшую плавность хода, что отмечается по всем оценочным показателям. Так, у трактора с серийной подвеской среднеквадратические значения вертикальных ускорений на переднем бруске $\sigma \ddot{z}_1$ при скорости движения $4,5 - 5 \text{ м/с}$ в агрегате с плугом и на холостом ходу достигают $8,5 - 9 \text{ м/с}^2$. Экспериментальная подвеска снижает указанные ускорения более чем на 50% и при скорости 5 м/с они не превышают $3,5 - 4 \text{ м/с}^2$ (рис.1, а).

Среднеквадратические значения вертикальных ускорений на полу кабины над осью задних колес при движении трактора в

агрегате с навесным плугом и на холостом ходу в интервале скоростей 2,5 – 4,8 м/с не превышают соответственно у трактора с экспериментальной подвеской 1,7 и 2,5 м/с², в то время как на тракторе с серийной подвеской передних колес ускорения $\sigma \ddot{Z}_2$ достигают значений 3 и 4,1 м/с². Общее снижение ускорений $\sigma \ddot{Z}_2$ в указанном интервале скоростей составляет при движении трактора с плугом 50 – 65% и на холостом ходу 48 – 62% (рис. 1, б).

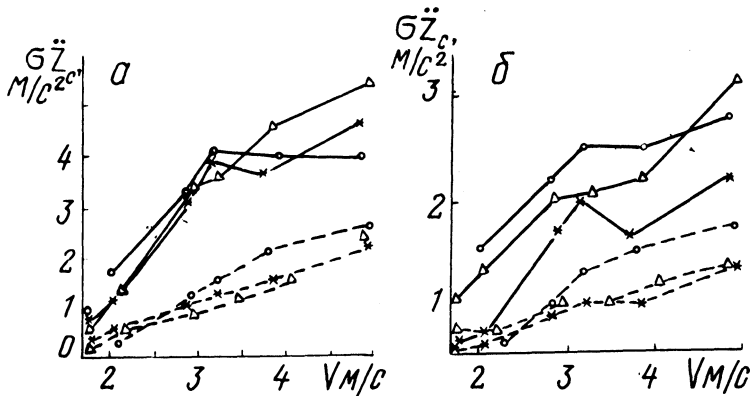


Рис. 2. Зависимость среднеквадратических вертикальных (а) и горизонтально-продольных (б) ускорений на сиденьи водителя от скорости движения МТА. Условные обозначения см.: подписи к рис. 1.

Применение экспериментальной подвески позволяет значительно улучшить условия труда водителя посредством снижения величины ускорений, действующих на сиденья. При движении трактора в агрегате с полуприцепом, плугом, а также на холостом ходу со скоростью до 5 м/с среднеквадратические величины вертикальных ускорений на сиденья у трактора с экспериментальной подвеской колес не превышают соответственно 2; 2,2 и 2,2 м/с² (рис. 2, а). Движение трактора, имеющего серийную подвеску, сопровождается интенсивными колебаниями сиденья. С увеличением скорости от 2,6 до 5 м/с значения ускорений $\sigma \ddot{Z}_c$ резко возрастают и находятся в пределах 3 – 5,3 м/с², что намного превышает допустимые значения [4]. Следовательно, при движении указанных колесных тракторов с подрессоренным остовом по полю со среднеквадратической высотой неровности $\sigma \leq 3,5$ см допустимые по условиям труда водителя скорости движения могут быть увеличены до 5 м/с и выше.

Горизонтально-продольные ускорения $\sigma \ddot{X}_C$ на сиденьи водителя у трактора с подвеской передних и задних колес при движении со скоростью до 5 м/с в агрегате с полуприцепом, плугом и на холостом ходу не превышают соответственно 1,7; 1,4 и 1,4 м/с², что значительно ниже величин $\sigma \ddot{X}_C$, имеющих место на сиденьи трактора с серийной подвеской (рис. 2, б).

Резюме. При выполнении трактором полевых работ снижение суммарной жесткости подвески передних колес и установка на трактор независимой пневмогидравлической подвески задних колес с автоматическим регулированием жесткости упругого элемента в зависимости от нагрузки уменьшает интенсивность колебаний остова и сиденья водителя, способствует повышению допустимых по условиям труда водителя средних скоростей движения машинно-тракторного агрегата на 70-75%.

Л и т е р а т у р а

1. Молош Г.А. Пневмогидравлическая подвеска заднего моста универсально-пропашных колесных тракторов кл. 9 - 14 кН. - В сб.: "Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1976, вып. 8. 2. Уткин-Любовцев О.Л. Итоги исследований и перспективы развития ходовых систем тракторов. - "Тракторы и сельхозмашины", 1971, № 1. 3. ОН 025 322-69. Автомобильный подвижной состав. Плавность хода. М., 1970. 4. Единые требования к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда. М., 1967.

УДК 62 - 82:512.272

Е.Я. С т р о к, канд. техн. наук,
В.С. Шевченко, Л.П. Симанович,
Г.Л. Чичиков, И.И.,
Кандрусев, А.Л. Бобровни-
чий (ИНДМАШ АН БССР,
Минский тракторный завод)

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕГУЛЯТОРОВ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ГИДРОНАВЕСНЫХ СИСТЕМ ТРАКТОРОВ

Важным элементом системы автоматического регулирования заданной глубины обработки является золотниковое распределительное устройство - регулятор. Качественное функционирова-

ние всей системы в значительной мере зависит от его состояния. Весьма актуальным представляется прогнозирование работоспособности золотниковых устройств в зависимости от комбинации эксплуатационных факторов. Полученные оценки могут быть использованы при отработке опытных образцов и проведении конструкторско-технологических мероприятий.

Одним из критериев оценки работоспособности регулятора Р-50 является герметичность шелевого уплотнения, образуемого за счет перекрытия поясков гильзы и золотника и разделяющего напорную и сливную полости гидроцилиндра. В результате износа величина радиального зазора увеличивается, что вызывает повышенные утечки рабочей жидкости из штоковой полости гидроцилиндра на слив и нарушает работоспособность регулятора.

В ИНДМАШ АН БССР совместно с МТЗ были проведены работы по экспериментально-статистическому моделированию функционирования регуляторов в пределах эксплуатационных условий. Оценка работоспособности давалась в соответствии с вышеприведенным критерием. Основными факторами, влияющими на износостойкость золотниковой пары, были выбраны давление, загрязненность и температура рабочей жидкости, частота перемещения золотникового устройства. Факторы варьировались на двух уровнях, а значения зависимой переменной (величина утечки) определялись как средние по результатам двух опытов. Следует заметить, что стабильные результаты замера величины утечки через золотниковое шелевое уплотнение не могут быть получены без обеспечения взаимного перемещения элементов пары. Поэтому контроль герметичности осуществлялся при подвижном золотнике в условиях нормированных режимов (500 Н/см^2 , 7 Гц , 70°С), а оценка величины утечки — в расчете на один цикл. В табл. 1 приведены диапазоны варь-

Таблица 1. Диапазоны варьирования факторов

Факторы	Уровни варьирования	
	верхний	нижний
Давление x_1 , Н/см^2	700	400
Загрязненность масла x_2 , %	0,08	0,02
Температура x_3 , $^\circ\text{С}$	70	20
Частота перемещения золотника x_4 , Гц	7	3

ирования факторов, используемые при настройке стендового оборудования.

В качестве искусственного загрязнителя рабочей жидкости (автотракторное масло АК-10) применялась кварцевая пыль (ГОСТ 8002-62) с удельной поверхностью 5600 см²/г.

Ввиду недостаточной информации об отказах, связанных с износом, были проведены предварительные стендовые испытания с целью определить характеристики утраты работоспособности в условиях, близких к эксплуатационным. На основании анализа были выбраны следующие режимы, воспроизводимые на стенде: давление - 700 Н/см², загрязненность масла АК-10 кварцевой пылью (ГОСТ 8000-62) - 0,05%, температура масла - 65 °С, частота перемещения золотника - 3 Гц при нагрузке 6 x 10⁶ циклов. В результате испытаний двух образцов определена величина утечки, равная 6 см³/цикл. В дальнейших опытах по определению влияния различных эксплуатационных факторов на работоспособность регулятора данная величина утечки использовалась для оценки его предельного состояния. С учетом экспериментального уточнения предельного состояния получены результаты опытов, которые представлены в табл. 2. В строках плана указаны факторы, находящиеся на верхнем уровне в соответствующем опыте. Эксперименты проводились в соответствии с несимметричным регуляторным планом 2⁴ x 10¹ из 8 x 10 = 80 точек для 4 двухуровневых факторов x₁ и факторов времени t на 10 уровнях. Такой план позволяет получить независимые оценки всех факторов и эффекты взаимодей-

Таблица 2. План эксперимента и результаты опытов

№ опыта	Матрица плана	(час)	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
		y	y ₁	y ₂	y ₃	y ₄	y ₅	y ₆	y ₇	y ₈	y ₉	y ₁₀
1	x ₁ x ₂ x ₃ x ₄	8,0	13,8	15,5	16,3	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7
2	x ₂ x ₃	1,6	2,0	3,0	4,2	5,0	5,3	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6
3	x ₁ x ₃	1,4	1,4	1,7	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
4	x ₃ x ₄	3,3	4,8	5,8	6,2	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
5	x ₁ x ₂	2,2	3,4	5,3	6,5	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
6	x ₂ x ₄	6,5	10,2	11,2	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4
7	x ₁ x ₄	2,3	2,4	2,4	2,5	3,2	3,2	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3
8		2,3	2,3	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,8	2,8	2,8

ствия исследуемых эксплуатационных факторов и фактора времени (типа $\dot{x}_1 t^\lambda$, $\lambda = 1, 2, \dots, 9$) [1]. Полиномиальная модель в общем виде записывается

$$y = b_0 + \sum_i b_i x_i + \sum_\lambda b_\lambda t^\lambda + \sum_{i,\lambda} b_{i,\lambda} \lambda x_i t^\lambda + \varepsilon, \quad (1)$$

где y - зависимая переменная; x_i - независимые переменные (факторы); b_0 - свободный член; b_i , b_λ , $b_{i,\lambda}$ - коэффициенты полинома; ε - случайная величина с нормальным распределением.

После обработки результатов опытов запишем модель в окончательном виде:

$$\begin{aligned} y = & 6,8771 + 0,1034t - 0,0805t^2 + 0,0138t^3 + 0,4044x_1 + \\ & + 0,0076tx_1 - 0,0097t^2x_1 + 0,0015t^3x_1 + 3,2746x_2 + \\ & + 0,0089tx_2 - 0,0228t^2x_2 + 0,0110t^3x_2 - 0,0015t^4x_2 + 0,8182x_3 + \\ & + 0,0303tx_3 - 0,017t^2x_3 + 0,0022t^3x_3 + 2,5774x_4 + \\ & + 0,0017tx_4 + 0,0467t^2x_4 - 0,0150t^3x_4 - 0,0035t^4x_4 - \\ & - 0,0010t^5x_4 + 1,3797x_1x_2 - 0,0483tx_1x_2 - 0,0039t^2x_1x_2 + \\ & + 0,0070t^3x_1x_2 - 0,0009t^4x_1x_2 + 0,0006t^5x_1x_3. \quad (2) \end{aligned}$$

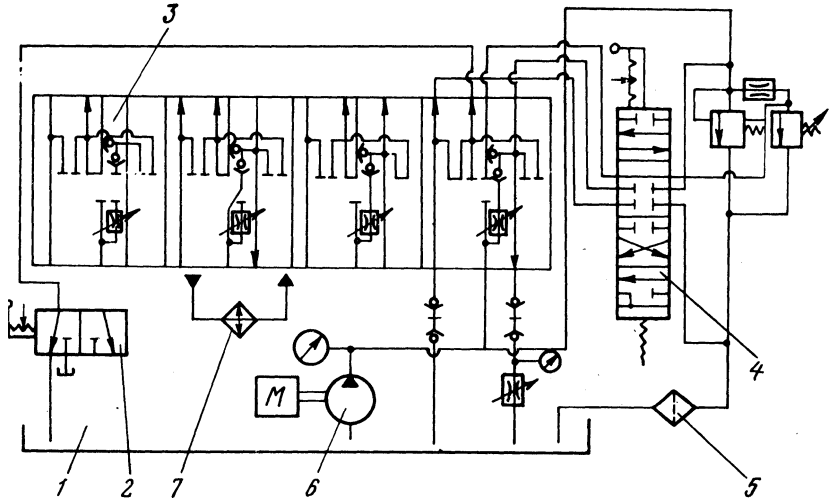


Рис.1. Принципиальная гидравлическая схема стенда: 1— масляный бак; 2 — кран замера утечек; 3 — регулятор; 4 — распределитель; 5 — фильтр; 6 — насос; 7 — охладитель.

Статистический анализ и экспериментальная проверка подтвердили высокую точность аппроксимации. Условия однородности дисперсий выполняются для всех точек.

Испытания были проведены на специальном стенде (рис. 1).

Для изучения динамики износа золотника и гильзы был применен метод искусственных баз. Для этого на образцах, подготовленных к испытанию, токарным резцом были нанесены узкие кольцевые канавки глубиной 10 мкм. Величина местного износа (рис. 2, а и в) определялась путем совмещения профилограмм относительно искусственных баз. Степень разрушения кромок золотника (рис. 2, б) регистрировалась на профилографе.

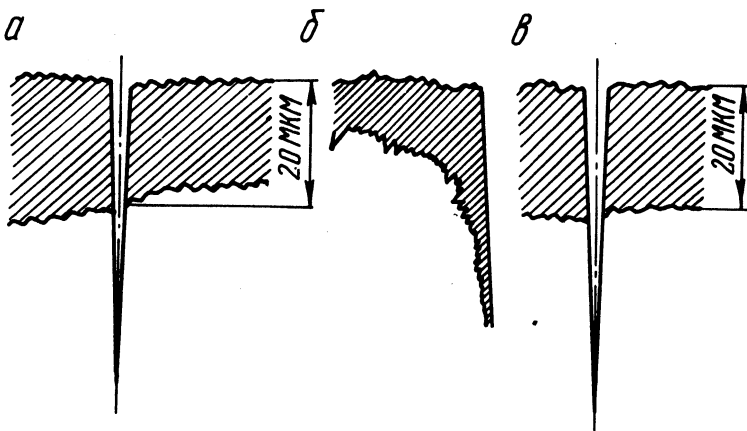


Рис. 2. Определение величины местного износа методом искусственных баз.

Анализируя полученную модель, отметим, что при ресурсных испытаниях регуляторов превалирующее влияние на их работоспособность (в соответствии со значениями коэффициентов полинома) оказывают факторы частоты перемещения золотника и уровня загрязненности жидкости. Это объясняется тем, что долговечность исследуемых регуляторов определяется прежде всего износом. В области изменения факторов на износ больше всего влияют свойства рабочей жидкости, определяемые наличием в ней агрессивного загрязнителя, и скорость перемещения трущихся поверхностей.

Резюме. 1. Зависимость (1) можно использовать для прогнозирования работоспособности регуляторов и других золотниковых устройств.

2. Снижение уровня загрязненности рабочей жидкости позволит значительно расширить диапазон рабочих параметров регулятора, а также увеличит его долговечность.

3. Для надежного обеспечения работоспособности на всех этапах функционирования регулятора необходимо в пределах конструктивной целесообразности снижать значения факторов загрязненности жидкости и частоты перемещения золотника.

Л и т е р а т у р а

1. Налимов В.В., Чернова Н.А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. М., 1965.

УДК 629.11.012.814

Р.И. Фурунжиев, докт.техн.наук,
З.В. Босякова, О.В. Бугай (Белорусский политехнический институт, Институт математики АН БССР)

АППРОКСИМАЦИЯ ОЦЕНОК КОРРЕЛЯЦИОННЫХ ФУНКЦИЙ ДОРОЖНЫХ МИКРОПРОФИЛЕЙ

Задача аппроксимации состоит в определении аналитических выражений оценок статистических характеристик: корреляционной функции, функции спектральной плотности и др. В практически важных случаях обычно для каждого класса дорожных микропрофилей вид аналитических выражений корреляционных функций бывает известен априори и задача значительно упрощается, так как сводится к отысканию неизвестных параметров при выбранной структуре выражения.

Для аппроксимации корреляционных функций дорожных микропрофилей может быть использовано выражение

$$R(\tau, y) = \sum_{k=1}^{N_1} A_k e^{-\alpha_k |\tau|} (\cos \beta_k \tau + B_k \sin \beta_k |\tau|) + \sum_{j=1}^{N_2} c_j e^{-\alpha_j |\tau|} \quad (1)$$

Для определения неизвестных параметров корреляционной функции можно использовать среднеквадратический критерий вида

$$E(y) = \sum_{i=1}^N [\bar{R}(\tau_i) - R(\tau_i, y)]^2, \quad (2)$$

где $y = (A, \alpha, \beta, B, C)$ — искомый вектор параметров: A_1, A_2, \dots, A_{N_1} ; $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{N_1}$; $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_{N_1}$; $B_1,$

$$B_2, \dots, B_{N_1}; \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_{N_2}; C_1, C_2, \dots, C_{N_2} \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{N_2}; R_q(\tau_i) -$$

рассчитанная на ЦВМ оценка корреляционной функции микропрофиля дороги; $R_q(\tau_i, Y)$ — корреляционная функция, вычисляемая по формуле (1); N — число рассматриваемых точек корреляционной функции $\bar{R}_q(\tau_i)$ и $R(\tau_i, Y)$.

Задача аппроксимации корреляционной функции дорожного микропрофиля сводится к задаче оптимизации, т.е. к определению оптимального аппроксимирующего вектора Y^* из условия, обеспечивающего минимум невязки (2):

$$E(Y^*) = \min_{Y \in Y} E(Y), \quad (3)$$

где \bar{Y} — допустимая область изменения вектора Y .

В зависимости от наличия в качестве вычислительного инструмента ЦВМ или гибридных (аналого-цифровых) вычислительных машин для определения оптимальных значений параметров Y^* могут быть использованы соответственно поисковые алгоритмы вида

$$Y[n+1] = Y[n] - \Gamma[n+1] \phi(\omega(Y[n], \dots)), \quad (4)$$

$$n = 0, 1, 2, \dots$$

$$\text{или } \frac{dY(t)}{dt} = \Gamma(t) \phi_t(\omega(Y[t], \dots)),$$

где $\phi(\cdot)$ — оператор, определяющий выбранный метод поиска; $\omega(\cdot)$ — реализация принятого критерия, получаемая при расчетах на ЭВМ; Γ — полная или диагональная матрица (в общем случае квадратная), элементы которой могут зависеть от вектора Y . Теоретические исследования асимптотических свойств поисковых методов при решении стохастических задач [1], а также экспериментальные данные по оптимизации сложных реальных систем транспортных машин [1] свидетельствуют о достаточно высокой эффективности алгоритмов, в основе которых лежит случайный поиск. Для улучшения сходимости вблизи цели предлагается использовать алгоритм со случайным поиском с самообучением.

Исходные корреляционные оценки дорожных микропрофилей (кривые 1 на рис. 1—3) аппроксимировались выражением

$$R_q(\tau) = A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + (1-A_1) e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos \beta \tau, \quad (5)$$

где $\tau = ih$, $i = 0, 1, 2, \dots, m$;

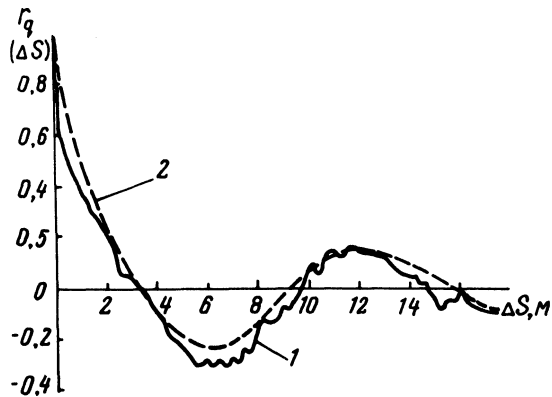


Рис. 1. Исходная корреляционная функция сглаженной дороги №1 (кривая 1) и ее аппроксимация выражением (5) (кривая 2) при $A_1=0,688; \alpha_1=0,0687 \text{ м}^{-1}; \alpha_2=0,25 \text{ м}^{-1}; \beta=0,22 \text{ м}^{-1}$ и невязке $E = -0,17$.

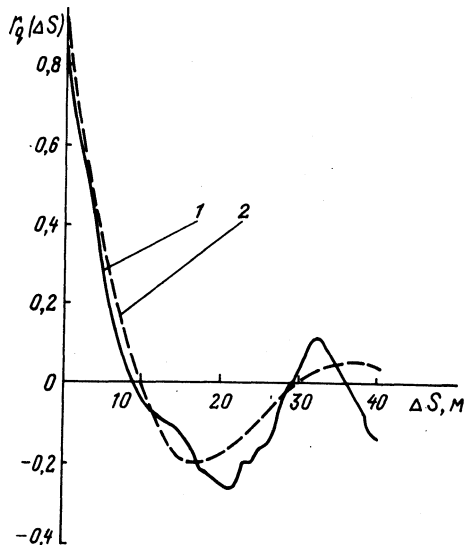


Рис. 2. Исходная корреляционная функция сглаженной дороги № 2 (кривая 1) и ее аппроксимация выражением (5) (кривая 2) при $A_1=0,443; \alpha_1=0,749 \text{ м}^{-1}; \alpha_2=0,0644 \text{ м}^{-1}; \beta=0,156 \text{ м}^{-1}$ и невязке $E = 0,36$.

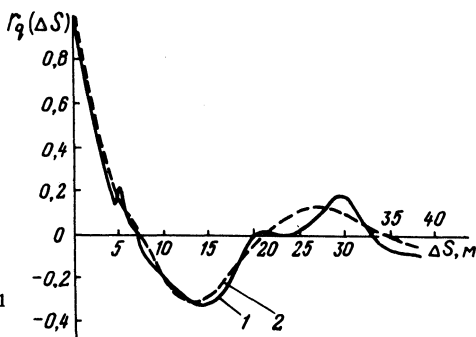


Рис. 3. Исходная корреляционная функция сглаженной дороги № 3 (кривая 1) и ее аппроксимация выражением (5) (кривая 2) при $A_1=0,653; \alpha_1=0,992 \text{ м}^{-1}; \alpha_2=0,0681 \text{ м}^{-1}; \beta=0,1513 \text{ м}^{-1}$ и невязке $E = 0,4168$.

В расчетах было принято:

для дороги № 1 $h = 0,5$ м, $m = 84$;

для дороги № 2 $h = 0,5$ м, $m = 80$;

для дороги № 3 $h = 0,2$ м, $m = 91$.

Аппроксимируемые параметры функции A_1, α_1, α_2 и β .

Аппроксимируемый вектор $Y = (A_1, \alpha_1, \alpha_2, \beta)$

Нижняя граница вектора $Y \inf Y = \{0; 0; 0; 0\}$.

Верхняя граница вектора $Y \sup Y = \{1,0; 1,0; 1,0; 5\}$.

В качестве начального приближения вектора Y принят вектор $Y[0] = \{0,85; 0,20; 0,05; 0,6\}$.

Для минимизации невязки E , заданной выражением (2), был применен случайный поиск с самообучением, алгоритм которого описан в работе [1].

Результаты аппроксимации корреляционных оценок дорог выражением (5) показаны на рис. 1—3. На этих же рисунках приведены значения параметров аппроксимации функции и значение невязки.

При аппроксимирующей корреляционной функции воздействия вида (5) спектральная плотность его определяется по выражению

$$S_q(\omega) = \frac{D_q}{\pi} \left\{ \frac{A_1 \alpha_1 v}{(\omega^2 + \frac{1}{2} v^2)} + \frac{(1-A_1) \alpha_2 v [\omega^2 + (\alpha_2^2 + \beta^2) v^2]}{(\omega^2 + \frac{1}{2} v^2 - \beta^2 v^2)^2 + 4 \frac{1}{2} \alpha_2^2 v^4} \right\}$$

где D_q -- дисперсия дороги; v -- скорость движения машины.

Резюме. Из работы следует, что с использованием поисковых методов оптимизации существенно ускоряется подбор коэффициентов аппроксимирующих выражений.

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. Минск, 1971.

А.Ю. Лешкевич, Н.Ф. Метлюк,
докт. техн. наук, И.М. Флерко
(Белорусский политехнический ин-
ститут)

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Процесс проектирования, изготовления, исследования и доводки экспериментальных образцов автоматических противоблокировочных устройств (ПБУ) сопряжен с испытанием как самих ПБУ, так и противоблокировочной тормозной системы в целом. При испытании ПБУ в дорожных условиях возникает ряд трудностей. Одна из них — необходимость создания специальных участков дороги, обеспечивающих различные коэффициенты сцепления автомобильных шин с дорожным покрытием в пределах от $\varphi = 0,1$ (гололед) до $\varphi = 0,7$ (сухой асфальтобетон). Кроме того, представляет значительный интерес исследование действия тормозной системы в случае резкого изменения коэффициента сцепления φ под каждым колесом автомобиля, но такое исследование в естественных условиях невозможно.

Следующая трудность в том, что испытание противоблокировочных тормозных систем представляет некоторую опасность как для самих испытателей, так и для других участников дорожного движения, если испытания проводятся на участке автострады.

Связано также с немалыми трудностями одновременное измерение многих переходных процессов за цикл торможения.

Часто исследовательские работы в дорожных условиях экономически невыгодны.

При испытании тормозных систем с ПБУ на стенде с перечисленными трудностями не сталкиваешься, хотя и возникает определенная сложность в создании контакта колеса с беговой дорожкой, идентичного контакту колеса с дорогой. Однако простота создания беговой дорожки с покрытиями из различных пластических материалов с переменным коэффициентом сцепления, более точное измерение переходных процессов в системе, универсальность, безопасность и другие преимущества свидетельствуют в пользу создания специального стенда для испытания противоблокировочных тормозных систем.

При выборе принципиальной схемы проектируемого стенда учитывались следующие обстоятельства:

- 1) как можно более точное имитирование дорожных условий с точки зрения идентичности площади контакта колес с беговой дорожкой стенда и полотном дороги;
- 2) необходимость более полной имитации нагрузок, действующих на колеса автомобиля в процессе торможения;
- 3) проектируемый стенд — сложное и дорогостоящее устройство, должен обладать широкой универсальностью, т.е. необходимо предусматривать возможность испытаний задних и передних тормозных механизмов и тормозного привода с ПБУ.

Наиболее полный и точный контакт колеса с беговой дорожкой достигается в том случае, если она выполнена в виде бесконечной ленты. Такие стенды, однако, обладают малой скоростью, что неприемлемо для испытания противоблокировочных устройств. Вторым способом имитации дорожных условий является выполнение беговой дорожки в виде одного или двух барабанов. Анализ показал, что более рационально использовать под каждым испытуемым колесом два опорных барабана малого диаметра.

При выборе диаметра беговых барабанов (420 мм) и межосевого расстояния учитывался опыт различных конструкторских бюро НИИ по проектированию диагностических барабанных стендов, успешно работающих в автохозяйствах страны. Площадь контакта шины с барабанами составляет 70—80% от дорожного контакта. Коэффициент сопротивления качению колеса по поверхности барабанов $f = 0,023—0,030$ [1]. Для имитации реальных условий сцепления колеса с дорогой предполагается покрывать барабаны различными материалами, тем самым создавать переменные условия испытания с точки зрения коэффициента сцепления ($\varphi = 0,1—0,8$).

Сравнительный анализ различных схем и возможных компоновок стендов позволил выбрать наиболее рациональную схему проектируемого в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ стенда для испытаний тормозных систем с ПБУ автомобилей и автопоездов типа МАЗ (рис. 1).

Электродвигатель 1 через карданную передачу 2 и редукторы 3 приводит во вращение барабаны 5, на которых установлен мост автомобиля большой грузоподъемности с колесами 6. После разгона до заданной скорости электродвигатель отключается и производится торможение тормозами колес. Для имитации реальных инерционных нагрузок барабаны стенда снабжены маховиками 4, кинетическая энергия вращения которых соответст-

ует кинетической энергии поступательно движущихся масс автомобиля. Тормозные механизмы 7 предназначены для притормаживания маховиков в процессе торможения и для аварийной остановки стэнда.

Разработанный стэнд позволяет имитировать занос автомобиля путем нагружения моста с колесами в поперечном направлении гидроцилиндром 8 по заранее заданной программе. Спроектированная гидравлическая система с использованием электронной автоматики дает возможность создавать программное нагружение колес и моста в целом в соответствии с реальным перераспределением нагрузок при торможении автомобиля в дорожных условиях.

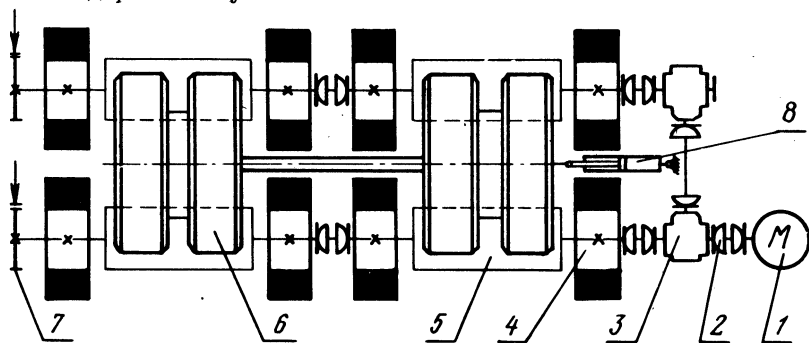


Рис. 1. Кинематическая схема стэнда для испытания ПБУ.

Установка моста с колесами и тормозами позволяет исследовать на рассматриваемом стэнде тормозные системы с ПБУ по различным схемам, в частности по схемам "модулятор на ось" и "модулятор на колесо", а также исследовать взаимодействие колес моста при торможении по полосам с разными φ .

Измерение вертикальной нагрузки на каждом колесе, а также боковой силы при имитации заноса производится по давлению в гидравлической системе нагружения моста в вертикальном и боковом направлениях. Тормозной момент в каждом колесно-тормозном механизме моста, а также в тормозах барабанов с маховиками измеряется при помощи специальных тензометрических устройств. Наблюдение за скоростью разгона осуществляется при помощи автомобильного спидометра и тахогенератора.

Мост, установленный на беговых барабанах, имеет подвижность в осевом направлении. Реактивный момент, возникающий при торможении колес моста, воспринимается рычагом с подшипником и четырьмя упорами. Межосевое расстояние между

беговыми барабанами можно изменять в пределах 150 мм, что позволяет устанавливать на стенд колеса различных диаметров. Максимальная скорость барабанов стенда 1000 об/мин, или 80 км/ч.

Резюме. Выбрана рациональная схема и разработана конструкция универсального стенда с программным управлением, предназначенного для испытания автоматических противоблокировочных устройств тормозных систем большегрузных автомобилей с учетом динамики движения тормозящих колес моста автомобиля.

Л и т е р а т у р а

1. Варфоломеев В.Н. Особенности взаимодействия шин и беговых барабанов стенда диагностики. -- В сб.: Автомобильный транспорт. Киев, 1970, № 6.

УДК 629.113 - 597.5

В.П. Автушко, канд.техн.наук,
П.Р. Бартош (Белорусский политехнический институт)

К РАСЧЕТУ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

Расчет пневматических цепей тормозных систем автомобилей и автопоездов весьма сложен и трудоемок. Сложность его в том, что современные тормозные системы представляют собой совокупность простейших динамических звеньев в различных сочетаниях, математическая модель которых сложна.

На практике часто можно упростить математическую модель, пренебрегая определенными элементами системы, не уменьшая при этом точности результатов исследования.

Все пневматические цепи обычно содержат в себе камеры и дроссели с соответственно различными емкостями и проходными сечениями. В ряде случаев можно не учитывать определенной величины емкости, а проходные сечения нескольких дросселей заменить одним, приведенным. В результате появляется возможность создать более простые модели, что облегчает проектирование и исследование пневматических приводов.

Двухзвенную пневматическую цепь (рис. 1,а), включающую в себя две камеры постоянных объемов V_1, V_2 и два дросселя с проходными сечениями f_1 и f_2 , можно рассматривать как однозвенную в следующих случаях:

1) не учитывается емкость V_1 (рис. 1,б), а $\mu_1 f_1$ и $\mu_2 f_2$ заменяются на приведенное значение [1]

$$(\mu f)_{\text{пр}} = \frac{\mu_1 f_1 \mu_2 f_2}{\sqrt{(\mu_1 f_1)^2 + (\mu_2 f_2)^2}}, \quad (1)$$

где μ_1 и μ_2 — коэффициенты расхода соответственно для первого и второго звена цепи;

2) не учитывается второе звено (рис. 1,в), считая, что давление в камере V_2 для данного случая в допустимых пределах соизмеримо с давлением в камере V_1 .

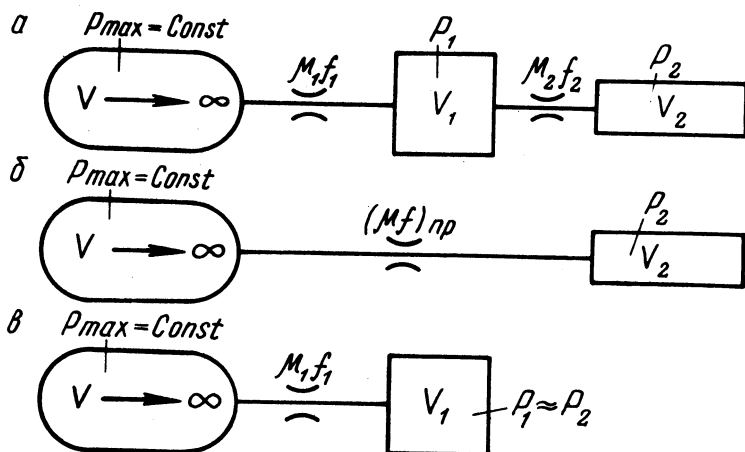


Рис. 1. Принципиальные схемы пневматических цепей: а — двухзвенная; б — однозвенная при $V_1 = 0$; в — однозвенная при $V_2 = 0$.

В обоих случаях считается, что давление в камере V_2 при однозвенной цепи должно соответствовать с допустимым отклонением давлению в этой камере при двухзвенной цепи, так как в большинстве случаев нас интересует обычно давление в конечной камере цепи.

Переходные процессы двухзвенной пневматической цепи для случая наполнения можем описать следующими дифференциальными уравнениями, полученными на основании применения гиперболической функции расхода [2]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{v_{кр} k}{V_1(D-1)} (\mu_1 f_1 p_{max} \frac{p_{max} - p_1}{p_{max} - p_1} \times \mu_2 f_2 p_1^x \times \frac{p_1 - p_2}{D p_1 - p_2}) ; \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{v_{кр} k}{V_2(D-1)} \mu_2 f_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{D p_1 - p_2} , \end{aligned} \right\} (2)$$

где p_1 и p_2 — давление соответственно в первой V_1 и второй V_2 камерах; t — время; $v_{кр}$ — критическая скорость истечения воздуха; k — коэффициент ($k = 0,15$);

$$D = \frac{1 + \sigma_{нач}}{2} + \sqrt{\left(\frac{1 - \sigma_{нач}}{2}\right)^2 + k(1 - \sigma_{нач})} , \quad (3)$$

где $\sigma_{нач} = p_{вых.нач} / p_{max}$; $p_{вых.нач}$ — начальное давление на выходе из дросселя; $p_{max} = const$ — давление на входе в пневматическую цепь.

Переходной процесс в звене, показанном на рис. 1,б, описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{v_{кр} k}{V_2(D-1)} (\mu f) p_{max} \frac{p_{max} - p_2}{p_{max} - p_2} . \quad (4)$$

Соответственно для звена, приведенного на рис. 1,в

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{v_{кр} k}{V_1(D-1)} \mu_1 f_1 p_{max} \frac{p_{max} - p_1}{D p_{max} - p_1} . \quad (5)$$

В уравнениях (2), (4), (5) используется следующее выражение для мгновенного массового расхода [2]:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{v_{кр} k}{RT(D-1)} \mu f p_{вх} \frac{p_{вх} - p_{вых}}{D p_{вх} - p_{вых}} , \quad (6)$$

где V — объем наполняемой камеры; μ — коэффициент расхода; $p_{вх}$ — давление на входе в дроссель; $p_{вых}$ — давление на выходе из дросселя.

Приведем систему дифференциальных уравнений (2) к безразмерному виду

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\sigma_1}{d\tau} &= k_1 \gamma \sqrt{1+\beta^2} \left[\frac{1-\sigma_1}{\beta(D-\sigma_1)} - \sigma_1 \frac{\sigma_1-\sigma_2}{D\sigma_1-\sigma_2} \right]; \\ \frac{d\sigma_2}{d\tau} &= k_1 \sqrt{1+\beta^2} \sigma_1 \frac{\sigma_1-\sigma_2}{D\sigma_1-\sigma_2}, \end{aligned} \right\} (7)$$

где $\sigma_1 = p_1/p_{\max}$ -- безразмерное давление в первой камере (V_1); $k_1 = \sigma_k - \sigma_{\text{нач}} + (D-1) \ln \left(\frac{\text{нач}}{1-\sigma_k} \right)$ -- коэффициент; $\sigma_k = 0,9 + 0,1 \sigma_{\text{нач}}$ -- безразмерное конечное давление, до которого наполняем камеру воздухом; $\gamma = V_2/V_1$; $\beta = \mu_2 f_2 / \mu_1 f_1$; $\sigma_2 = p_2/p_{\max}$ -- безразмерное давление во второй камере V_2 ; $\tau = t/t_H$ -- безразмерное время.

Время наполнения t_H емкости V_2 до конечного безразмерного давления σ_k для случая, приведенного на рис. 1, б, получается при решении дифференциального уравнения (4)

$$t_H = \frac{k_1(D-1)V_2}{v_{\text{кр}} k} \frac{\sqrt{(\mu_1 f_1)^2 + (\mu_2 f_2)^2}}{\mu_1 f_1 \mu_2 f_2} = \frac{k_1 V_2 (D-1)}{v_{\text{кр}} k(\mu f)_{\text{пр}}} \quad (8)$$

Задавшись $\tau = 1$, величинами β и $\sigma_2 = \sigma_k \varepsilon$ и, решая систему дифференциальных уравнений (7) методом перебора γ , найдем значение последнего, удовлетворяющего упрощению двухзвенной цепи (рис. 1, а) к виду, показанному на рис. 1, б с заданной точностью ε совпадения величины σ_2 для двухзвенной цепи с σ_k для однозвенной цепи.

Рассматривая второй случай (рис. 1, в), приводим систему дифференциальных уравнений (2) к безразмерному виду

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\sigma_1}{d\tau_1} &= k_1 \left(\frac{1-\sigma_1}{D-\sigma_1} - \beta \sigma_1 \frac{\sigma_1-\sigma_2}{D\sigma_1-\sigma_2} \right); \\ \frac{d\sigma_2}{d\tau_1} &= \frac{k_1}{\gamma} \beta \sigma_1 \frac{\sigma_1-\sigma_2}{D\sigma_1-\sigma_2}, \end{aligned} \right\} (9)$$

Время наполнения t_1 камеры V_1 до давления σ_k , если рассматривать только первое звено (рис. 1,в), получается из решения дифференциального уравнения (5):

$$t_1 = \frac{k_1 V_1 (D-1)}{v_{кр} k \mu_1 f_1} \quad (10)$$

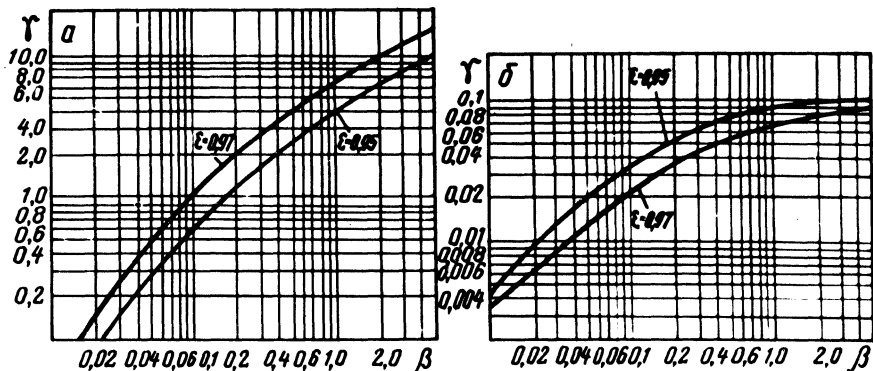


Рис. 2. Зависимость $\gamma = f(\beta)$ при $P_{\max} = 8 \cdot 10^5$ Па для различной степени точности ϵ упрощения двухзвенной цепи: а -- при $V_1 = 0$; б -- при $V_2 = 0$.

Решая систему уравнений (9), задавшись $\tau_1 = 1$ и $\sigma_1 = \sigma_k \epsilon$, можем также найти значения γ и β , при которых возможна замена двухзвенной цепи (рис. 1,а) на однозвенную (рис. 1,в).

Полученные значения σ_1 будем считать в результате такого упрощения цепи равными с заданной точностью ϵ величинам σ_2 .

Решение дифференциальных уравнений (7), (9) проводилось на электронной вычислительной машине "Минск-32" в режиме совместности по программе, составленной на языке АКИ-Т.

Резюме. В результате расчета получены графики, представленные на рис. 2. Если не учитывать объем камеры V_1 (рис.1,а) и преобразовать цепь в более простую (рис. 1,б), то должны на графике (рис. 2,а) уточнить для известного значения β величину γ . Величина γ должна быть такой, как на рис. 2,а, или большей. При меньших значениях γ , при заданной точности упрощение цепи производить нельзя.

Если не учитывать объем V_2 , то возможность такого упрощения цепи смотрим по графику рис. 2,б. Значение γ для

определенного β здесь должно быть таким, как на графике , или меньшим. Иначе заданная точность не будет выполнена.

Таким образом, учитывая параметры цепи γ и β , можно с определенной точностью упростить математическую модель и значительно ускорить процесс исследования всей пневматической цепи.

Л и т е р а т у р а

1. Герц Е.В. Пневматические приводы. М., 1969. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. -- В сб.: "Автотракторострое - ние. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракто - ров и их двигателей". Минск, 1977, вып. 9.

УДК 621.869.447:629.11.014

В.Я. Бабук, А.А. Цереня,
Л.А. Молибошко, канд.
техн.наук, Г.Ф. Бутусов,
канд.техн.наук (Белорусский
политехнический институт)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА АВМ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ОДНОШАРНИРНОГО АВТОПОГРУЗЧИКА

Расчет динамических характеристик рулевых управлений од - ношарнирных машин связан со значительными трудностями из - за нелинейных зависимостей, входящих в уравнения движения. Линеаризация дифференциальных уравнений приводит к искаже - нию качественной и количественной оценок характеристик ру - левых управлений.

Применение аналоговой вычислительной техники позволяет учесть имеющиеся нелинейности в системе.

Для рулевого управления одношарнирного автопогрузчика ТО-18 (рис. 1) характерны следующие особенности. Золотник 4 приводится от рулевого колеса через червячную пару 5. С дру - гой стороны, на золотник воздействует обратная связь от гид - ромотора 2 через планетарный редуктор 3. При поворотах ма - шины рабочая жидкость поступает и в гидромотор обратной связи, при этом получает вращение корона планетарного ре - дуктора обратной связи, непосредственно связанная с золотни - ком, который, поворачиваясь в червячной паре винт—гайка, стремится занять нейтральное положение.

Дифференциальное уравнение поворота машины имеет вид

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + \gamma \frac{d\theta}{dt} + c\theta = (P_H - P_C) F_{пр} R_{пр}, \quad (1)$$

где I — приведенный момент инерции масс машины относительно шарнира поворота; θ — угол поворота полурам машины; γ — приведенное скоростное сопротивление повороту; c — тангенциальная жесткость шин; P_H и P_C — соответственно давление в нагнетательной и сливной полостях гидропривода; $F_{пр}$ — площадь поршня приведенного гидроцилиндра, равная $2F - f$, где F — площадь поршня гидроцилиндра поворота; f — площадь штока гидроцилиндра поворота; $R_{пр}$ — радиус приложения силы приведенного гидроцилиндра относительно шарнира поворота машины.

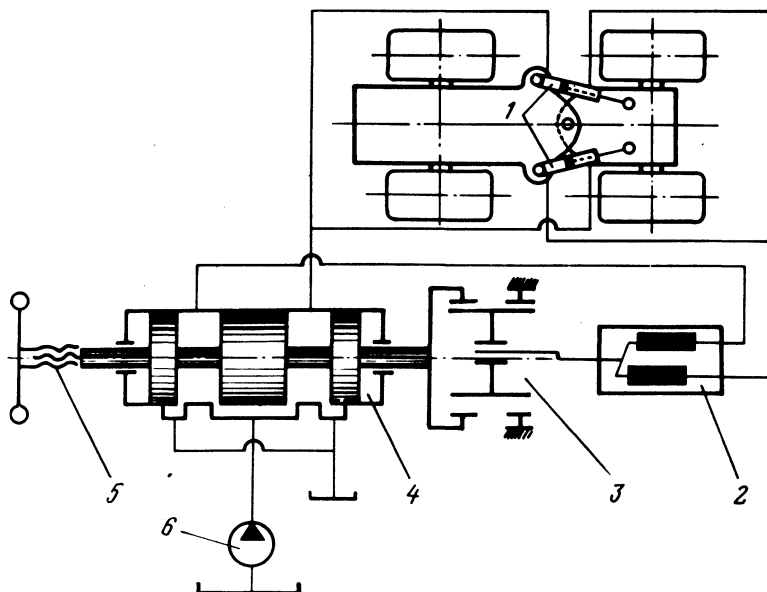


Рис. 1. Расчетная схема механизма складывания автопогрузчика ТО-18.

Величины P_H и P_C определяются из уравнения неразрывности потока жидкости [1,2].

Расход рабочей жидкости через рабочие щели золотника распределителя равен

$$Q_H = F_{пр} R_{пр} \frac{d\theta}{dt} + \frac{V_0}{B} \frac{dP_H}{dt}, \quad (2)$$

$$Q_c = -F_{\text{пр}} R_{\text{пр}} \frac{d\theta}{dt} + \frac{V_0}{B} \frac{dP_c}{dt}, \quad (3)$$

где Q_H и Q_C — расход жидкости соответственно через нагнетательную и сливную щели золотника; V_0 — объем жидкости, заключенный между золотником и поршнем приведенного гидроцилиндра при его нейтральном положении; B — приведенный коэффициент упругости трубопроводов.

С другой стороны,

$$Q_H = ke \sqrt{1 - \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}}; \quad Q_C = -ke \sqrt{1 - \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}} \quad (4)$$

при $e > 0$,

$$Q_H = ke \sqrt{1 + \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}}; \quad Q_C = -ke \sqrt{1 + \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}} \quad (5)$$

при $e < 0$,

где k — коэффициент расхода, характеризующий золотник и определяемый экспериментально для перепада давления $P_{\text{max}}/2$; e — ширина щели золотника; P_{max} — максимальное давление, развиваемое насосами; P_H — давление нагнетания; P_C — давление слива.

Уравнения (4) и (5) можно записать в виде

$$Q_H = ke \sqrt{1 - \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}}, \quad (6) \quad Q_C = ke \sqrt{1 - \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}} \quad (7)$$

Приравняв разности расходов Q_H и Q_C из уравнений (2), (3) и (6), (7) и перейдя от давлений к моментам в правой и левой частях уравнений, можно записать условие равенства потока жидкости следующим уравнением:

$$\dot{M} = -2 \frac{B}{V_0} F_{\text{пр}}^2 R_{\text{пр}}^2 \dot{\theta} + 2 \frac{B}{V_0} F_{\text{пр}} R_{\text{пр}} \sqrt{\frac{1}{M_{\text{max}}}} \times Q \sqrt{M_{\text{max}} - |M|}, \quad (8)$$

где $M_{\text{max}} = P_{\text{max}} F_{\text{пр}} R_{\text{пр}}$ — максимальный момент; $M = (P_H - P_C) F_{\text{пр}} R_{\text{пр}}$ — текущий момент, создаваемый гидроусили-

телем; $Q = ke$ -- расход, соответствующий характеристике золотника, определяемой экспериментально.

Величина рассогласования золотника (ширина щели), выраженная в долях угла поворота рулевого колеса, равна:

$$e = \frac{\varphi_p}{2\pi} T - K_{oc} \theta, \quad (9)$$

где φ_p -- угол поворота рулевого колеса; K_{oc} -- коэффициент усиления обратной связи, который определяется из выражения

$$K_{oc} = \frac{T F_{пр} \lambda}{i_p q}, \quad (10)$$

где T -- ход червяка; q -- рабочий объем гидромотора; i_p -- передаточное отношение планетарного редуктора обратной связи; λ -- коэффициент, учитывающий связь между ходом штока приведенного гидроцилиндра поворота и углом складывания машины.

Угол θ приведен к углу поворота рулевого колеса φ_p . Таким образом, получена следующая система дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \nu \frac{d\theta}{dt} + c\theta &= M; \\ -2 \frac{B}{V_o} F_{пр}^2 R_{пр}^2 \frac{d\theta}{dt} + 2 \frac{B}{V_o} F_{пр} R_{пр} \frac{1}{M_{max}} Q \sqrt{M_{max}} |M| &= \\ = \frac{dM}{dt}; \quad \frac{\varphi_p}{2\pi} T - K_{oc} \theta &= e. \end{aligned} \right\} (11)$$

Эта система решалась на АВМ (рис. 2). При этом было исследовано влияние коэффициента усиления обратной связи, жесткости гидропривода и производительности насосов на характеристики поворота машины.

Первое уравнение системы (11) формируется на АВМ при помощи интегратора 1, усилителя 2, инвертора 3. Сопротивлениями R_5 и R_6 , диодами D_3 и D_4 обеспечивается ограничение типа "сухое трение", соответствующее ограничению момента сопротивления повороту:

$$\theta = M_{\text{сопр}} / c, \quad (12)$$

где $M_{\text{сопр}}$ — момент сопротивления повороту; c — жесткость шин, приведенная к оси поворота.

R_4 и емкость конденсатора C_k равны соответственно 1 МОм и 1 мкФ, т.е. коэффициент передачи интегратора с усилителем 2 равен 1.

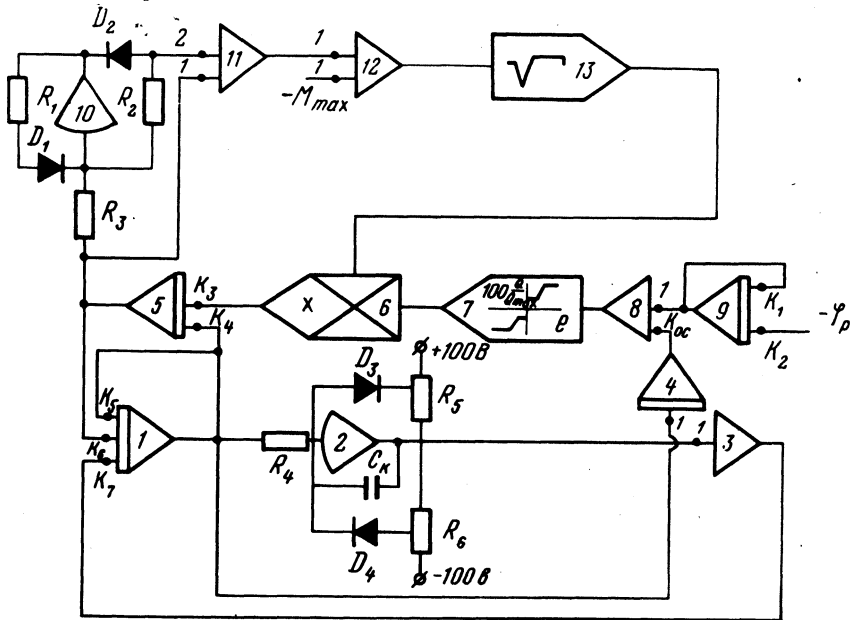


Рис. 2. Блок-схема моделирования на АВМ механизма складывания автопогрузчика ТО-18.

На выходе интегратора 4 формируется напряжение, соответствующее углу поворота рамы, который перемножается на $K_{ос}$, а затем складывается на сумматоре 8 с φ_p , экспоненциальный закон нарастания которого реализуется интегратором 9 и в процессе всех исследований остается постоянным за счет постоянства коэффициентов $K_1 = K_2$. Так реализуется третье уравнение системы (11).

Из сумматора 8 напряжение, соответствующее ширине открытия щели золотника, поступает на блок нелинейности 7, на котором построена зависимость $100 Q/Q_{\text{max}}$ (для удобства моделирования), полученная на базе экспериментальной расходной характеристики золотника.

Напряжение, соответствующее моменту поворота машины, из интегратора 5 поступает на усилитель 10. Сопротивления $R_1 = R_2 = R_3$, диоды D_1 и D_2 и сумматор 11 предназначены для получения модуля напряжения, соответствующего $|M|$, которое далее поступает на сумматор 12, где оно вычитается от напряжения, соответствующего M_{max} . Результат вычитания поступает на спецблок извлечения корня 13. Из спецблока напряжение поступает на блок умножения 6. Так формируется второе уравнение системы (11),

Напряжение, соответствующее моменту поворота машины, фиксируется на записывающей аппаратуре с интегратора 5, соответствующее ходу золотника (ширине щели) — с сумматора 8, а углом поворота рулевого колеса и полурам — с интеграторов 9 и 4. Из работы следует:

1. Уменьшение коэффициента усиления обратной связи на 15% приводит к значительному несоответствию угла поворота рамы углу поворота рулевого колеса; увеличение его на 10% вызывает колебания в гидроцилиндрах и "рыскание" полурам.

2. Увеличение жесткости гидропривода на 20% приводит к возникновению колебаний и к незначительному увеличению абсолютного значения давления в гидроприводе.

3. Уменьшение производительности насоса на 10% вызывает утыкание золотника; увеличение ее на 20% приводит к возникновению значительных колебательных процессов.

Л и т е р а т у р а

1. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. М., 1964. 2. Метлюк Н.Ф., Молибошко Л.А., Карпов А.В. Основы автоматизации автомобилей и тракторов. Минск, 1974.

УДК 629.113

А.В. Карпов, канд.техн.наук, И.И. Лепешко, О.С. Руктешель, канд. техн. наук, Л.Е. Таубес (Белорусский политехнический институт)

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ САУ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ

В настоящее время все большее внимание уделяется вопросам автоматизации коробок передач, позволяющей освобо-

дить водителя от операций по управлению трансмиссией, улучшить тягово-экономические показатели и увеличить долговечность узлов автомобиля.

Составной частью системы автоматического управления (САУ) трансмиссией является исполнительный механизм (ИМ), обеспечивающий включение требуемой передачи в механической коробке. Исполнительный механизм должен при этом фиксировать вилку переключения передач в одном из трех возможных положений: нейтральном, нижней передачи и верхней передачи. Конструктивная схема силового цилиндра такого ИМ показана на рис. 1, а. Ввиду того что на грузовых автомобилях широко применяется тормозная система с пневмоприводом, целесообразно при автоматизации процесса переключения передач таких автомобилей использовать в качестве энергоносителя для ИМ сжатый воздух.

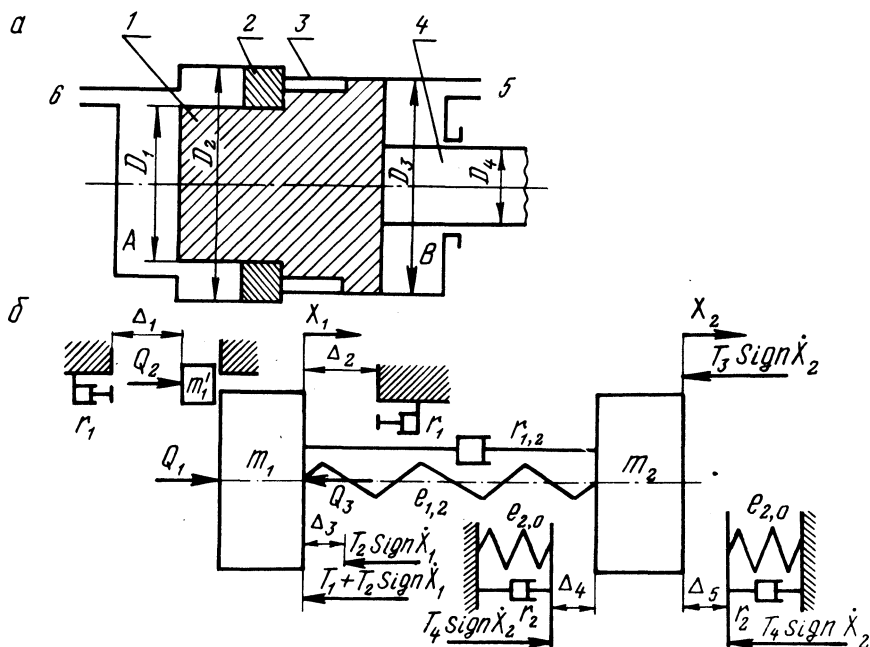


Рис. 1. Силовой цилиндр исполнительного механизма: а — конструктивная схема; б — расчетная динамическая система.

В нейтральном положении основной поршень 1 удерживается за счет давления воздуха в полостях А и В, потому что последние в данном случае соединены с ресивером. Так как диаметр $D_1^2 < (D_3 - D_4)^2$, а в полостях давление одинако-

вое, поршень 1 перемещаться вправо не может. Перемещение основного поршня влево также не произойдет, ибо он упирается в плавающий поршень 2, диаметр которого $D_2 > (D_3 - D_4)$.²

Включение низшей передачи происходит при перемещении поршня 1 влево, что обеспечивается соединением полости А с атмосферой. Полость В остается по-прежнему соединенной с ресивером. Под действием разности давлений поршни 1 и 2 передвигаются влево до соприкосновения с корпусом 3 силового цилиндра, обеспечивая включение низшей передачи. Для переключения с низшей на высшую передачу необходимо полость А соединить с ресивером, а полость В — с атмосферой. При этом поршень 1 переходит из крайнего левого положения в крайнее правое, обеспечивая включение высшей передачи.

Процесс переключения в нейтраль или с высшей передачи на низшую происходит аналогично описанному, но в обратном порядке.

Цель настоящей работы -- определить быстродействия ИМ, расчет нагрузок в упругих звеньях механизма переключения передач, исследовать качество протекания процессов наполнения и опораживания пневмоцилиндра ИМ при различном давлении воздуха в ресивере, демпфировании и различных проходных сечениях отверстий 5 и 6 для подвода -- отвода воздуха.

Для исследования работы ИМ на переходных режимах была составлена расчетная динамическая система, изображенная на рис. 1,б. Здесь m_1 -- масса основного поршня 1, штока 4, кулисы и часть массы вилки переключения передач; m_2 -- оставшаяся часть массы вилки переключения передач, масса обоймы, кольца и каретки синхронизатора; m'_1 -- масса плавающего поршня 2 (ввиду малости принята равной нулю); $e_{1,2}$ и $e_{2,0}$ -- податливости соответственно вилки переключения передач и фрикционного кольца синхронизатора; Q_1, Q_2 и Q_3 -- силы, действующие соответственно на поверхность поршня с диаметром D_1, D_2 и $D_3 - D_4$; T_1 -- усилие фиксатора механизма переключения передач; T_2 -- сила трения поршня о стенки цилиндра и штока о направляющие втулки; T_3 и T_4 -- силы трения в шлицевом соединении каретка -- вал соответственно до соприкосновения трущихся поверхностей колец синхронизатора и после; δ_1, δ_2 и $\delta_{1,2}$ -- коэффициенты неупругого

сопротивления, возникающего соответственно при соприкосновении поршня со стенкой цилиндра, при соприкосновении трущихся поверхностей колец синхронизатора и в упругом звене с податливостью $e_{1,2}$; Δ_1 и Δ_2 — расстояние от поршня, находящегося в нейтральном положении, до стенок силового цилиндра; Δ_3 — половина длины лунки фиксатора; Δ_4 и Δ_5 — ход каретки до соприкосновения трущихся поверхностей колец синхронизатора соответственно нижней и верхней передач; x_1 , x_2 и \dot{x}_1 , \dot{x}_2 — соответственно перемещения и скорости масс m_1 и m_2 .

Уравнения движения масс исполнительного механизма при включении высшей передачи из нейтрали имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} &x_1 < \Delta_3; \quad x_2 \leq \Delta_5; \quad x_1 \leq \Delta_2; \\ &m_1 \ddot{x}_1 = Q_1 - \frac{x_1 - x_2}{e_{1,2}} - T_1 - T_2 \operatorname{sign} \dot{x}_1 - Q_3 - \gamma_{1,2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ &m_2 \ddot{x}_2 = \frac{x_1 - x_2}{e_{1,2}} + \gamma_{1,2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - T_3 \operatorname{sign} \dot{x}_2; \\ &x_1 \geq \Delta_3; \quad x_2 \leq \Delta_5; \quad x_1 \leq \Delta_2; \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} &m_1 \ddot{x}_1 = Q_1 - \frac{x_1 - x_2}{e_{1,2}} - T_2 \operatorname{sign} \dot{x}_1 - Q_3 - \gamma_{1,2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2); \\ &m_2 \ddot{x}_2 = \frac{x_1 - x_2}{e_{1,2}} + \gamma_{1,2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - T_3 \operatorname{sign} \dot{x}_2; \end{aligned} \right\} (2)$$

$$\left. \begin{aligned} &x_1 \geq \Delta_3; \quad x_2 > \Delta_5; \quad x_1 \leq \Delta_2; \\ &m_1 \ddot{x}_1 = Q_1 - \frac{x_1 - x_2}{e_{1,2}} - T_2 \operatorname{sign} \dot{x}_1 - Q_3 - \gamma_{1,2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2); \\ &m_2 \ddot{x}_2 = \frac{x_1 - x_2}{e_{1,2}} + \gamma_{1,2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - (T_3 + T_4) \operatorname{sign} \dot{x}_2 - \\ &\quad - \gamma_2 \dot{x}_2 - \frac{x_2 - \Delta_5}{e_{2,0}}; \end{aligned} \right\} (3)$$

$$x_1 > \Delta_3; x_2 > \Delta_5; x_1 > \Delta_2;$$

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= Q_1 - \frac{x_1 - x_2}{e_{1,2}} - T_2 \operatorname{sign} \dot{x}_1 - Q_3 - \gamma_{1,2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \\ &- \frac{x_1 - \Delta_2}{e_{1,0}} - \gamma_{1,0} \dot{x}_1; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= \frac{x_1 - x_2}{e_{1,2}} + \gamma_{1,2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - T_3 \operatorname{sign} \dot{x}_2. \end{aligned} \right\} (4)$$

где $e_{1,0} \approx 0$;

$$\text{Причем } Q_1 = p_0 \frac{\pi D_1^2}{4}, \text{ а } Q_3 = (p - p_a) \frac{\pi (D_3^2 - D_4^2)}{4}, \quad (5)$$

где p_a -- атмосферное давление воздуха; p и p_0 -- давление воздуха соответственно в силовом цилиндре и ресивере.

Как указывалось выше, включение понижающей передачи или повышающей из нейтрали, а также переключение с одной передачи на другую, минуя фиксацию в нейтрали, осуществляется соединением полости А или В с ресивером или атмосферой. При опораживании пневмоцилиндра с переменной емкостью, т.е. при соединении его с атмосферой, уравнение газодинамической функции имеет вид [1]:

$$-\frac{dp}{dt} V + \frac{dV}{dt} P = -\alpha e (\alpha p - p_a); \quad (6)$$

$$V = F (x_{\max} - x), \quad (7)$$

где V и F -- объем переменной емкости и площадь поперечного сечения цилиндра; x_{\max} и x -- максимальное и текущее значение координаты перемещения поршня; αe -- удельная проходимость дросселя; α -- коэффициент аппроксимации, равный 1,5.

После подстановки уравнения (7) в (6) и приведения полученного уравнения к виду, удобному для моделирования, т.е. после разрешения его относительно высшей производной от p , получим следующее выражение:

$$p = - \int_0^t \frac{\alpha e (\alpha p - p_a) + p F \dot{x}}{F(x_{\max} - x)} dt. \quad (8)$$

При наполнении пневмоцилиндра с переменной емкостью, т.е. при соединении его с ресивером, уравнение газодинамической функции имеет вид

$$\frac{dp}{dt} V + \frac{dV}{dt} p = \alpha e (\alpha p_0 - p); \quad (9)$$

$$V = F (x_{\text{нач}} + x). \quad (10)$$

После подстановки уравнения (10) в (9) и несложных преобразований получим выражение

$$p = \int_0^t \frac{\alpha e (\alpha p_0 - p) - p E \dot{x}}{F (x_{\text{нач}} + x)} dt. \quad (11)$$

Следовательно, при определении силы Q_i , действующей на поверхность поршня с диаметром D_i , в зависимости от того происходит опоражнивание или наполнение полости цилиндра, давление p в цилиндре рассчитывается по уравнению (8) или (11).

Так как решение систем уравнений (1)–(4) движения масс исполнительного механизма аналитическими методами практически невозможно ввиду их нелинейного характера, обращаемся за помощью к ЭВМ.

Блок-схема электронной модели ИМ при исследовании его работы на аналоговых вычислительных машинах приведена на рис. 2. Здесь массам m_1 и m_2 соответствуют интеграторы 1 и 5, а упругому звену $e_{1,2}$ — интеграторы 2, 6 и сумматор 8.

Давление воздуха при наполнении полости В силового цилиндра реализуется в электронной модели в виде напряжения на выходе интегратора 4, а при опоражнивании полости А — на выходе интегратора 3. Преобразованием блок-схемы электронной модели можно поменять местами функции полостей, т.е. в полости, где до этого происходило опоражнивание, организовать наполнение и наоборот.

Упоры и неупругие сопротивления, действующие в системе в момент удара поршня об упор, моделируются с помощью электронных ключей K_1 , K_2 и K_3 ; K_4 , что позволяет получить решение с минимальной погрешностью. Управление ключами осуществляется блоками типичных нелинейностей 6 и 7.

Образец осциллограммы исследования переходных процессов в исполнительном механизме САУ при переключении передач

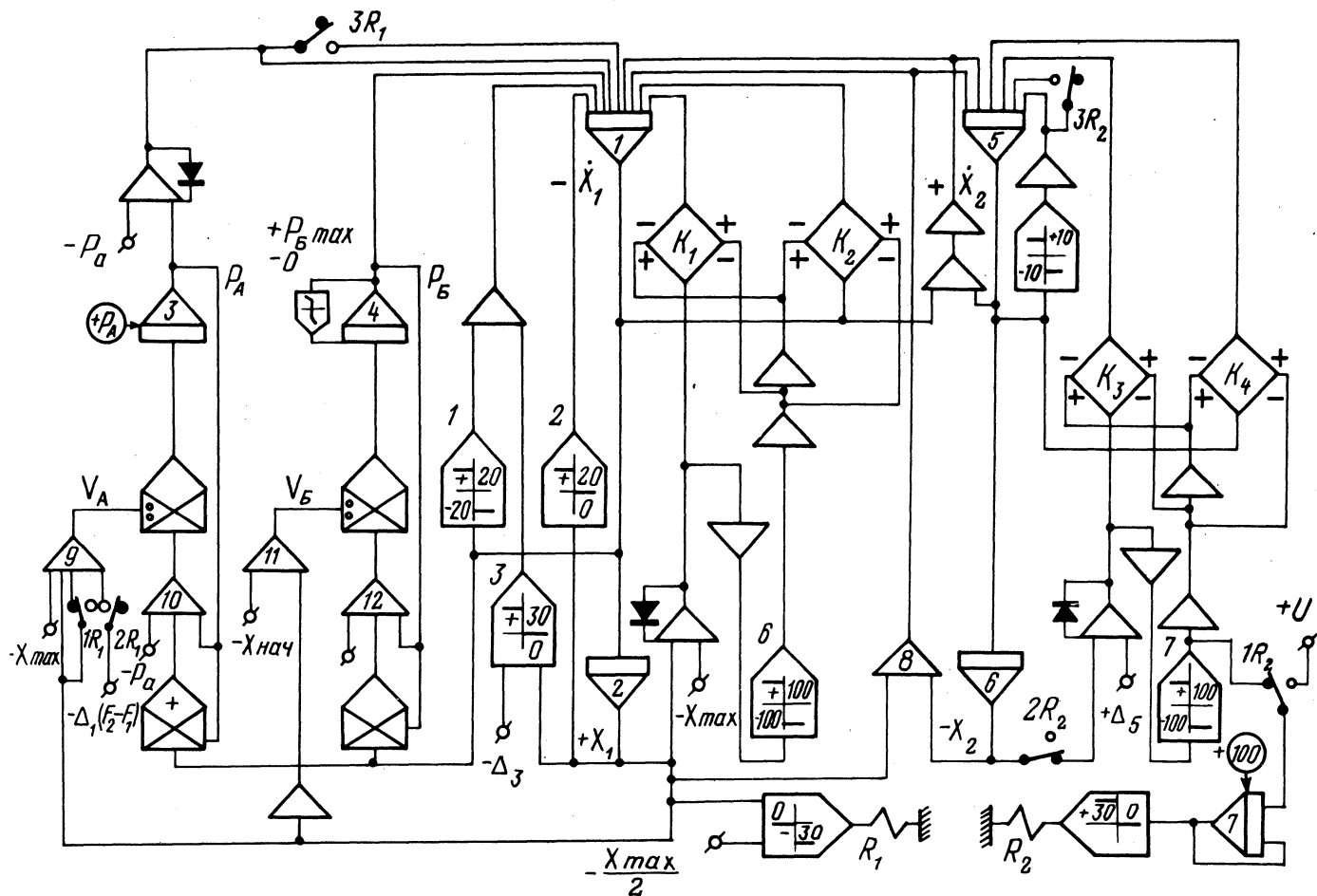


Рис. 2. Блок-схема электронной модели для исследования работы исполнительного механизма.

приведен на рис. 3. Здесь: p_A и p_B — давление воздуха в полостях А и В; x_1 и x_2 — перемещение поршня и каретки синхронизатора; $Y_{1,2}$ и $Y_{2,0}$ — усиление на вилке и фрикционных кольцах синхронизатора.

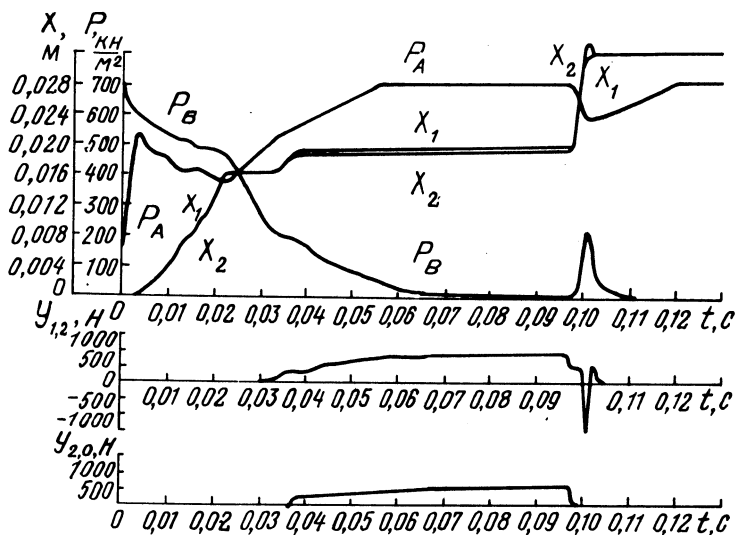


Рис. 3. Образец осциллограммы переходного процесса в исполнительном механизме при переключении с нижней передачи на высшую.

Резюме. Разработанная блок-схема электронной модели исполнительного механизма САУ коробки передач автомобиля позволяет рассматривать его работу на переходных режимах. При этом на модели можно определить быстродействие срабатывания ИМ, выбрать оптимальные в динамическом отношении параметры его системы, рассчитать нагрузки в упругих звеньях механизма переключения передач, исследовать качество протекания процессов наполнения и опораживания пневмоцилиндра ИМ при различных давлениях воздуха в ресивере, различном неупругом сопротивлении элементов системы и проходных сечениях отверстий для подвода — отвода воздуха.

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Молибошко Л.А., Карпов А.В. Основы автоматизации автомобилей и тракторов. Минск, 1974.

ПРИМЕНЕНИЕ АВМ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВС

При проектировании землеройно-транспортных машин (ЗТМ) большой грузоподъемности значительное распространение получили двухмоторные скреперы с шарнирно-сочлененными рамами и автономным приводом осей. Однако такая схема силового привода вносит значительные трудности в управление двигателями и согласование их работы.

Изучение условий работы двухмоторного скрепера позволяет сформулировать требования, предъявляемые к системе автоматического регулирования (САР) частотой вращения заднего двигателя.

Принципиальная схема САР приведена на рис. 1.

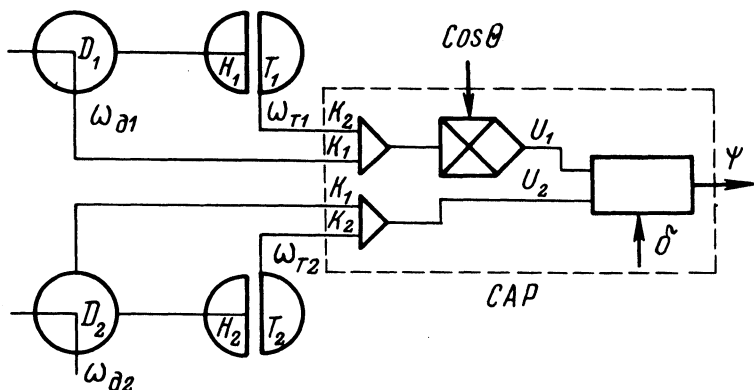


Рис. 1. Принципиальная схема системы автоматического управления дизелем.

Работа САР описывается уравнением

$$0 < (K_2 \omega_{д1} + K_2 \omega_{т1}) \cos \theta - (K_1 \omega_{д2} + K_2 \omega_{т2}) \leq \delta \quad \left. \vphantom{0 < (K_2 \omega_{д1} + K_2 \omega_{т1}) \cos \theta - (K_1 \omega_{д2} + K_2 \omega_{т2}) \leq \delta} \right\} (1)$$

при $\theta \leq 60^\circ$; $\omega_{д2} = \omega_{хх}$ при $\theta > 60^\circ$,

где θ -- угол складывания; $\omega_{д1}, \omega_{т1}$ -- частоты вращения переднего двигателя и турбинного колеса передней ГМП; $\omega_{д2}, \omega_{т2}$ -- частоты вращения заднего двигателя и турбинного колеса задней ГМП; K_1, K_2 -- коэффициенты пропорциональности; δ -- допустимая степень рассогласования.

С целью сокращения времени и средств на обработку САР целесообразно исследовать работоспособность системы на АВМ, а окончательную доводку проводить в полевых условиях.

Для решения этой задачи представим машинный агрегат скрепера в виде колебательной системы (рис. 2), где I_1, I_4 -- приведенные моменты инерции турбинных колес гидротрансформаторов и частей соответственно передней и задней трансмиссий; I_2, I_5 -- приведенные моменты инерции колес и частей соответственно передней и задней трансмиссий; I_3 -- момент инерции заднего двигателя, насосного колеса гидротрансформатора и деталей, жестко с ними связанных; I_6 -- момент инерции массы машины, приведенной через колесо к турбинному валу гидротрансформатора; e_1, e_2 -- приведенная податливость валопровода соответственно передней и задней трансмиссий; e_3, e_4 -- тангенциальная податливость шин соответственно передней и задней оси.

Запишем уравнения движения этой системы

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_{T1} - M_1; & M_{T2} &= k M_{H2}; \\
 e_1 \dot{M}_1 &= \omega_1 - \omega_2; & k &= f_2(i'); \\
 I_2 \dot{\omega}_2 &= M_1 - M_2; & I_4 \dot{\omega}_4 &= M_{T2} - M_3; \\
 e_2 \dot{M}_2 &= \omega_2 - \omega_6; & e_3 \dot{M}_3 &= \omega_4 - \omega_5; \\
 M_2 &\leq M_{\varphi 1}; & I_5 \dot{\omega}_5 &= M_3 - M_4; \\
 I_3 \dot{\omega}_3 &= M_{D2} - M_{H2}; & e_4 \dot{M}_4 &= \omega_5 - \omega_6; \\
 M_{H2} &= \gamma \lambda \cdot 10^{-4} (30/\pi)^2 D^5 \omega_3^2; & M_4 &\leq M_{\varphi 2}; \\
 \gamma \lambda \cdot 10^{-4} &= f_1(i'); & I_6 \dot{\omega}_6 &= M_2 + M_4 - M_c. \\
 i' &= \omega_4 / \omega_3;
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Зависимость крутящего момента дизеля от частоты вращения коленвала достаточно точно описывается многочленом второй степени [1], а частичные характеристики [2] примерно эквидистантны внешней эксплуатационной характеристике. Обозначим относительное положение рейки топливного насоса через

$$\epsilon = h/h_0; \quad M_D = (a\omega_3^2 + B\omega_3 + c)\epsilon, \tag{3}$$

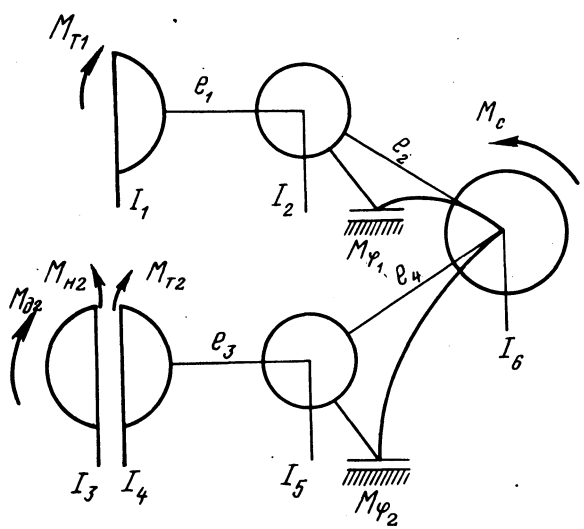


Рис. 2. Расчетная динамическая система машинного агрегата скрепера.

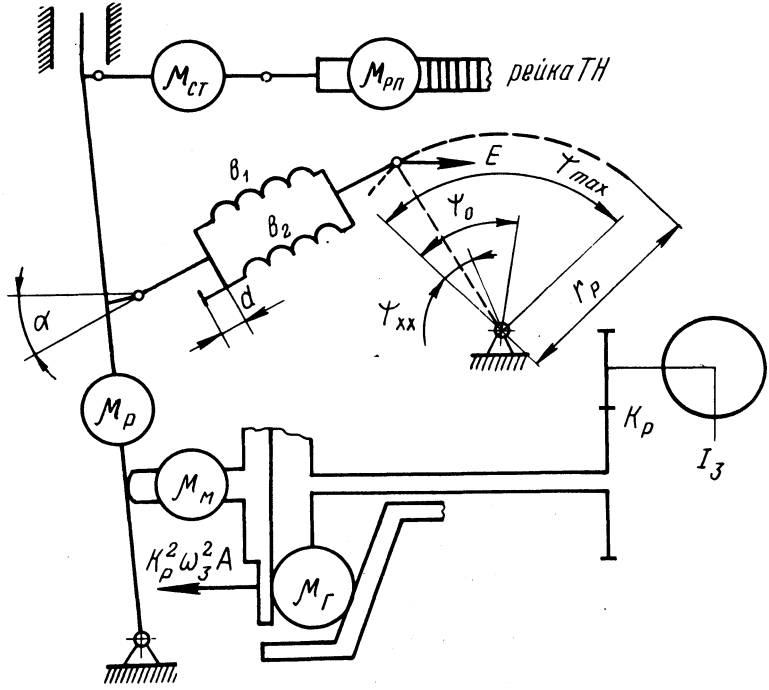


Рис. 3. Расчетная динамическая система всевозможного регулятора дизеля В-2.

где h -- текущее положение рейки топливного насоса; h_0 -- номинальный ход рейки топливного насоса; a, b, c -- коэффициенты.

Вычислив коэффициенты многочлена для двигателя типа Д-12, получим уравнение, связывающее момент двигателя с частотой вращения коленвала при различном положении рейки топливного насоса.

$$M_D = \begin{cases} 0 & \text{при } \omega_3 \leq \omega_{xx}; \\ (-0,0055\omega_3^2 + 1,433\omega_3 + 156,5)\epsilon & \text{при } \omega_3 \geq \omega_{xx}, \end{cases}$$

где ω_{xx} -- частота вращения двигателя на холостом ходу.

Данное уравнение справедливо в диапазоне частот вращения коленвала от холостого хода до максимальных оборотов.

Относительное положение рейки при действии на нее рычага управления подачей определим по формуле

$$\epsilon_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } \psi < \psi_{xx}; \\ \psi / \psi_0 & \text{при } \psi_{xx} \leq \psi \leq \psi_0; \\ 1 & \text{при } \psi_0 < \psi < \psi_{\max}, \end{cases} \quad (4)$$

где ψ -- текущее положение рычага управления подачей относительно положения выключения подачи; ψ_0 -- номинальный ход рычага (рис. 3).

Аналогично при действии муфты регулятора

$$\epsilon_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } z \leq 0; \\ z / z_0 & \text{при } 0 < z < z_0; \\ 1 & \text{при } z_0 < z < z_{\max}, \end{cases} \quad (5)$$

где z -- положение муфты регулятора.

Относительное положение рейки определяется суммой подерживающей и восстанавливающей сил

$$\epsilon = \epsilon_1 - \epsilon_2. \quad (6)$$

Уравнение динамического равновесия чувствительного элемента регулятора в соответствии с принципом Даламбера можно записать так:

$$\mu \ddot{z} + \nu \dot{z} + E + f \operatorname{sign} \dot{z} = \Pi, \quad (7)$$

где μ -- приведенная к оси муфты масса движущихся частей регулятора; γ -- фактор демпфирования; f -- усилие на перемещении рейки, определяемое силами трения; E , Π -- восстанавливающая и поддерживающая силы.

Значения γ и f приняты из литературы [2].

Восстанавливающую силу E определим по формуле

$$E = E_1 + E_2 + E_3, \quad (8)$$

где E_1 -- сила от действия первой пружины; E_2 -- сила от действия второй пружины; E_3 -- сила от действия упора.

$$E_1 = \begin{cases} k_{\text{п}}^2 b_1 z & \text{при } \psi \leq \psi_0; \\ k_{\text{п}}^2 b_1 z + k_{\text{п}} b_1 L & \text{при } \psi > \psi_0; \end{cases} \quad (9)$$

$$E_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } (L + z) \leq d; \\ k_{\text{п}}^2 b_2 z + k_{\text{п}} b_2 L - k_{\text{п}} b_2 d & \text{при } (L + z) > d; \end{cases} \quad (10)$$

$$E_3 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq z \leq z_{\text{max}}; \\ b_3 z & \text{при } 0 > z > z_{\text{max}}; \end{cases} \quad (11)$$

$$L = (\psi - \psi_0) \cdot r_p \cdot \cos \alpha \cdot 2\pi / 360,$$

где $k_{\text{п}}$ -- передаточное отношение механизма, связывающего муфту регулятора с пружиной; b_1, b_2, b_3 -- жесткость пружин регулятора и системы рычаг регулятора -- упор; r_p -- длина рычага регулятора; α -- средний угол наклона пружин регулятора; d -- зазор, определяющий запаздывание включения второй пружины регулятора.

Поддерживающую силу определим по формуле

$$\Pi = k_p^2 \omega_3^2 A, \quad (12)$$

где k_p -- передаточное число привода вала регулятора; A -- инерционный коэффициент для регулятора типа РНК

$$k_p^2 A = 0,94 \cdot 10^{-2} + 0,74 \cdot 10^{-3} z \text{ Нс} \cdot \text{с}^2.$$

3. Работа САР на опытном скрепере ДЗ-107 с достаточной для практики точностью подтверждает результаты моделирования.

Л и т е р а т у р а

1. Кисельников В.Б., Плоткин А.Г. Системы автоматизации силового дизельного привода. М., 1973. 2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., 1968. 3. Цитович И.С. и др. Методы исследования транспортных машин на АВМ. Минск, 1973.

УДК 631 - 333-6

Нгуен Минь Дыонг, канд.техн.наук,
(Ханойский политехнический институт)

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПОСЕВА РИСА С УЧЕТОМ ПОТЕРЬ УРОЖАЯ И ДЕФИЦИТА ТРУДОВОГО РЕСУРСА НА ПРИМЕРЕ ВЬЕТНАМА

Во Вьетнаме применяют два способа посадки риса -- рассадой и семенами. Рассадку выращивают сначала в специальных питомниках, затем высаживают вручную на залитых водой чеках. Этот способ хотя и дает повышенный урожай, однако требует больших затрат труда. Поэтому в настоящее время наблюдается тенденция перехода к более рациональному способу -- механизированному посеву семенами.

Известно, что производительность и экономичность тракторного агрегата зависят от его параметров, т.е. от мощности, скорости движения и ширины захвата, оптимальные значения которых в свою очередь зависят от условий эксплуатации (физико-механических характеристик почвы и размеров полей). В условиях Вьетнама, где рисовые чеки имеют, как правило, малые размеры, прогнозирование оптимальных параметров тракторного агрегата для посева риса крайне необходимо. В качестве оценочного критерия при этом принимаются минимальные приведенные затраты, необходимые для посева 1 га риса с учетом потерь урожая из-за продолжительности посева и дефицита трудового ресурса хозяйства.

Удельное сопротивление сеялки и коэффициент сопротивления движению агрегата являются функциями от скорости движения [1]:

$$k = k_0 [1 + \alpha (v^2 - v_0^2)] ;$$

$$f = f_0 [1 + \beta (v^2 - v_0^2)] , \quad (1)$$

где k_0, f_0 — соответственно удельное сопротивление сеялки и коэффициент сопротивления движению агрегата при начальной скорости v_0 , принятой 4 км/ч ($\sim 1,1$ м/с); α, β — экспериментальные коэффициенты, учитывающие влияние скорости движения на удельное сопротивление и сопротивление движению.

Мощность посевного агрегата (в кВт)

$$N = \frac{[kV + (\psi \gamma V_6 + a_M B) f_c] v \varphi_k}{\xi_N \eta_{тр} (\varphi_k - f) (1 - \delta)} , \quad (2)$$

где ψ — коэффициент использования емкости бункера сеялки; V_6 — емкость бункера сеялки, м³; γ — удельная масса риса, кН/м³; a_M — удельная масса сеялки, кН/м; B — ширина захвата, м; φ_k — коэффициент использования сцепного веса трактора; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии трактора; ξ_N — коэффициент использования мощности трактора; δ — буксование трактора, %.

Цену колесных тракторов в зависимости от их номинальной мощности можно определить по выражению [2]

$$C_T = 165 N^{0,63} e^{0,0025 N} , \text{ руб.} \quad (3)$$

Цену сеялок в зависимости от их ширины захвата в первом приближении можно аппроксимировать выражением

$$C_c = 199 B^{0,93} e^{0,073 B} , \text{ руб.} \quad (4)$$

Для Вьетнама эти цены нужно умножить на валютный коэффициент.

При посеве агрегат работает по циклам. Продолжительность одного цикла зависит от емкости бункера, нормы посева, размеров полей и параметров агрегата:

$$T_{ц} = \frac{\psi \gamma V_6}{H_c} \left(\frac{1}{0,36 B v} + \frac{10^4}{1 B} + \frac{H_c}{W_{погр}} \right) , \quad (5)$$

где N_c -- норма посева, кН/га; l -- длина гона, м; $W_{\text{погр}}$ -- производительность погрузчика, кН/ч.

Количество циклов за смену работы

$$n_{\text{ц}} = \frac{\sqrt{T_{\text{ц}} \frac{2\psi\gamma V_{\text{б}}}{9000H_c F v_x} (T_{\text{см}} - T_{\text{пз}} - T_{\text{отл}} - T_{\text{ту}} - T_{\text{тр}}) - T_{\text{ц}}}}{\frac{\psi\gamma l V_{\text{б}}}{18000H_c F v_x}}, \quad (6)$$

где $T_{\text{см}}$, $T_{\text{пз}}$, $T_{\text{отл}}$, $T_{\text{ту}}$, $T_{\text{тр}}$ -- соответственно время смены, подготовительно-заключительной работы, время на отдых, тех-уход и транспорт, ч; F -- площадь одного чека, га; v_x -- скорость холостого хода, м/с.

Коэффициент использования времени

$$\tau = \frac{n_{\text{ц}} \psi \gamma v_{\text{б}}}{3,6N_c V_{\text{б}} T_{\text{см}}}. \quad (7)$$

Производительность агрегата

$$W_a = \frac{n_{\text{ц}} \psi \gamma v_{\text{б}}}{H_c T_{\text{см}}}, \quad \text{га/ч} \quad (8)$$

ограничивается трудовым ресурсом хозяйства

$$W_a \geq W_{a \text{ min}} = \frac{F_y n_m}{T_{\text{см}} T_a}, \quad (9)$$

где n_m -- количество механизаторов, обслуживающих один агрегат, чел.; F_y -- удельная площадь, которую один тракторист должен обеспечивать, га/чел; T_a -- агросрок, дней.

Многолетние опыты возделывания риса во Вьетнаме, а также и в СССР показывают, что оптимальная продолжительность посева риса составляет примерно 8--12 дней [3]. При посеве риса ранее оптимального срока на 15 дней урожай снижается примерно на 13%, а на 15 дней позже -- на 18%, на 30 дней позже -- 62% [4]. Следовательно, средние потери урожая риса в зависимости от продолжительности посева можно представить в виде

$$P_y = \frac{y_{\text{ц}}}{100} \cdot \frac{2}{T} \int_0^{T/2} (aT + bT) dT = \frac{y_{\text{ц}}}{400} x$$

$$x \left[\frac{a}{3} \left(\frac{n_M F y}{T_{CM} W_a} \right)^2 + \frac{bn_M F y}{T_{CM} W_a} \right], \text{ донг/га,} \quad (10)$$

где Y — урожайность риса, т/га; Π — цена одной тонны риса, донг/т; a, b — коэффициенты, учитывающие влияние продолжительности посева на потери урожая.

На основании выражений (1)—(10) можно составить целевую функцию по определению минимальных приведенных затрат с учетом условия ограничения трудового ресурса

$$\Pi = \frac{1}{W_a T_{CM}} \left(\frac{C_T}{T_T} + \frac{C_C}{T_C} + 0 \right) + Q + \Pi_y \rightarrow \min$$

при

$$W_a \geq \frac{F y n_M}{T_{CM} a},$$

где C_T, C_C — суммы расходов на реновацию, техход, капитальный ремонт и хранение соответственно трактора и сеялки, донг/год; T_T, T_C — годовая загрузка трактора и сеялки, дни/год; O — оплата труда, донг/смена; Q — затраты на расход топлива и смазочных материалов, донг/га.

Шаг изменения ширины захвата принят равным 0,5 м; скорость — 0,5 км/ч (~0,14 м/с); емкость бункера сеялки — 0,2 м³; коэффициент использования сцепного веса — 0,02. Максимальный агросрок принят 15 дней и сменное время — 8 ч.

Таблица 1. Результаты расчета оптимальных параметров агрегата для посева риса на примере Вьетнама

Удельная площадь, га/чел	Длина гона, м	Оптимальная емкость бункера, м ³	Оптимальная ширина захвата, м	Оптимальная скорость, м/с	Оптимальная мощность, кВт	Оптимальный срок посева, дней	Коэффициент использования времени	Производительность, га/ч	Приведенные затраты, донг/га
Без ограничений	400	0,6	4	2,1	39		0,74	2,21	5,33
	300	0,6	3,5	2,1	35		0,71	1,88	5,63
	200	0,4	2,5	2,1	24		0,71	1,33	6
	100	0,4	2	2,1	20		0,64	0,97	7
	60	0,4	1,5	1,94	14		0,64	0,68	8,01
50	400	0,8	4,5	2,1	44	5	0,73	2,47	5,38
	300	0,6	4	2,1	40	6	0,7	2,12	5,69
	200	0,6	3	2,1	30	8	0,7	1,57	6,1
	100	0,4	2,5	2,1	25	10	0,62	1,16	7,24
	60	0,6	2	1,94	18	15	0,6	0,84	8,69
100	400	0,8	4,5	2,1	41	10	0,73	2,47	5,49
	300	0,8	4	2,1	40	12	0,7	2,12	5,85
	200	0,6	3,5	2,1	35	14	0,66	1,73	6,35
	100	0,8	4,5	2,1	40	15	0,49	1,67	8,43

Расчеты проводили на ЭВМ "Минск-32" для пяти различных размеров чеков и двух значений ограничения трудового ресурса.

Результаты расчета приведены в табл. 1.

Резюме. Оптимальные значения параметров агрегата зависят от размеров полей и степени дефицита трудового ресурса хозяйства.

В случае без ограничения трудового ресурса оптимальные значения параметров агрегата увеличиваются с увеличением размеров полей.

Л и т е р а т у р а

1. Полканов И.П. Теория и расчет машинно-тракторных агрегатов. М., 1964. 2. Яцкевич В.В. и др. К определению стоимости сельскохозяйственной техники при прогнозировании ее параметров. — В сб.: "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей". Минск, 1977, вып. 9. 3. Методические указания по технологии возделывания риса. (ВНИИРиса). М., 1970. 4. Наталин Н.Б. Обработка почвы, посев и удобрение риса. Сб. ст. "Рис." М., 1965.

УДК 631 - 333-6

Нгуен Минь Дыонг, канд. техн. наук
(Ханойский политехнический институт)

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННОГО ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ПРИ РАБОТЕ НА РИСОВЫХ ПОЛЯХ С УЧЕТОМ ДЕФИЦИТА ТРУДОВОГО РЕСУРСА НА ПРИМЕРЕ ВЬЕТНАМА

Один из основных недостатков лемешных плугов — тот, что энергия, необходимая для обработки почвы, реализуется через движители трактора, т.е. для перемещения агрегата требуется значительная сила тяги. При работе на рисовых полях в тяговом режиме трактор работает со значительным буксованием.

Для устранения этих недостатков применение ротационных плугов наиболее перспективно [1]. При обработке почвы таким плугом поверхность поля получается более ровной, чем при использовании лемешных плугов. Это одно из важных требований высококачественной вспашки рисового поля, так как оно уменьшает объем работы на планировку поверхности чеков до допускаемой неровности ± 5 см.

Хотя применение ротационных агрегатов имеет большие перспективы, оптимальные параметры их пока еще разработаны недостаточно.

В качестве оценочного критерия при прогнозировании оптимальных параметров агрегата приняты минимальные приведенные затраты, необходимые для обработки 1 га земли, с учетом дефицита механизаторов хозяйства.

Мощность (в кВт), расходуемая через ВОМ при работе трактора с ротационным плугом, прямо пропорциональна ширине захвата и возрастает с увеличением скорости движения агрегата

$$N_B = \frac{\pi n R h}{30,6 \eta_{пл}} (B + b_0) k_0 [1 + \alpha (v^2 - v_0^2)], \quad (1)$$

где R — радиус ротора плуга, м; n — число оборотов ротора, об/мин; h — глубина обработки, м; B — ширина захвата, м; b_0 — дополнительная ширина захвата, созданная под действием боковых корпусов плуга, м; k_0 — удельное сопротивление плуга при начальной скорости движения v_0 принята равным 4 км/ч ($\sim 1,1$ м/с), кН / м²; v — скорость движения агрегата, м/с; α — коэффициент, учитывающий влияние скорости движения на удельное сопротивление плуга; $\eta_{пл}$ — КПД плуга.

Коэффициент сопротивления движению агрегата также зависит от скорости движения [2]

$$f = f_0 [1 + \beta (v^2 - v_0^2)], \quad (2)$$

где f_0 — коэффициент сопротивления движению при начальной скорости v_0 ; β — коэффициент, учитывающий влияние скорости на сопротивление движению.

Мощность трактора, необходимая для работы с ротационным плугом,

$$N = \frac{N_B}{\eta_B \left(\varepsilon_N \frac{G_y f v}{10,55 \eta_{тр} \eta_б} \right)}, \quad (3)$$

где ε_N — коэффициент загрузки двигателя; G_y — удельный вес трактора, кН/кВт; $\eta_B, \eta_{тр}, \eta_б$ — соответственно КПД ВОМа, трансмиссии трактора и буксования.

Цену колесных тракторов в зависимости от их номинальной мощности можно определить по выражению [3]:

$$C_T = 165 N^{0,63} e^{0,0025N} \text{ руб.} \quad (4)$$

Цена ротационных плугов в зависимости от их ширины захвата в первом приближении можно аппроксимировать выражением

$$C_{пл} = 645,7 v^{0,18} e^{0,25v}, \text{ руб.} \quad (5)$$

Для Вьетнама эти цены нужно умножить на валютный коэффициент. Коэффициент использования времени агрегата является функцией от параметров агрегата и размеров полей:

$$\tau = \frac{1 - (T_{пз} + T_{тр} + T_{отл} + T_{ту}) 1/T_{см}}{1 + \frac{1,6 PK_i B v}{10^3 v_{пов}} \left(\frac{10^4}{1} + \frac{8B}{F} \right)}, \quad (6)$$

где $T_{пз}$, $T_{тр}$, $T_{отл}$, $T_{ту}$, $T_{см}$ — соответственно время подготовительно-заключительной работы, время транспорта, на отдых, техход и сменное время, ч; PK_i — произведение коэффициентов, учитывающее конфигурацию, изрезанность, каменистость полей и надежность агрегата; l — длина гона, м; F — площадь чеков, га; $v_{пов}$ — скорость поворота, м/с.

Часовая производительность агрегата

$$W_a = 0,36 PK_i B v \tau, \text{ га/ч} \quad (7)$$

ограничивается трудовым ресурсом хозяйства

$$W_a \geq W_{a \min} = \frac{F y}{T_{см} T_a}, \quad (8)$$

где $F y$ — удельная площадь, которую один тракторист должен пахать в агросроке T_a дней, га/чел.

На основании выражений (1)—(7) можно составить целевую функцию по определению минимальных приведенных затрат с учетом условия (8):

$$\Pi = \frac{1}{W_a T_{см}} \left(\frac{C_T}{T} + \frac{C_{пл}}{T_{пл}} + 0 \right) + Q \rightarrow \min$$

Таблица 1. Результаты расчета оптимальных параметров ротационно-плужного агрегата на примере Вьетнама

Удельная площадь, га/чел.	Длина гона, м	Оптимальная скорость движения, м/с	Оптимальная ширина захвата, м	Оптимальная мощность, кВт	Коэффициент использования времени	Производительность, га/ч	Приведенные затраты, донг/га
Без ограничения трудового ресурса	400	1,67	2,1	98	0,71	0,83	24,23
	300	1,67	1,8	85	0,7	0,71	25,06
	200	1,53	1,8	76	0,67	0,62	26,65
	150	1,53	1,5	64	0,66	0,51	28,34
	100	1,53	1,2	51	0,65	0,4	31,8
	400	1,67	2,1	98	0,71	0,83	24,23
	300	1,67	1,8	85	0,7	0,71	25,06
	200	1,53	1,8	76	0,67	0,62	26,65
	150	1,53	1,5	65	0,66	0,51	28,34
	100	1,53	1,8	76	0,57	0,52	32,63
100	400	1,67	2,7	127	0,67	1,02	24,57
	300	1,67	3	141	0,62	1,04	26,1
	200	1,8	3,3	171	0,52	1,04	30,37
	150	1,8	4,2	218	0,4	1	39,69
200	200	1,8	3,3	171	0,52	1,04	30,37
	150	1,8	4,2	218	0,4	1	39,69
	100	-	-	-	-	-	-

при

$$W_a \geq \frac{F_y}{T_a T_{см}},$$

где $C_T, C_{пл}$ — сумма расходов на реновацию, техход и хранение соответственно трактора и плуга, донг/год; $T_T, T_{пл}$ — годовая загрузка трактора и плуга, дни/год; O — оплата труда, донг/смена; Q — расход топлива и смазочного материала, донг/га.

Разработанная программа на языке ФОРТРАН для ЭВМ "Минск-32" позволяет производить непосредственно поиск экстремальных значений целевой функции в зависимости от текущих значений отдельных параметров.

Шаг изменения ширины захвата принимается равным 0,3 м (равно ширине одного корпуса плуга), а скорости — 0,5 км/ч (~0,14 м/с). Агросрок устанавливается 20 дней и сменное время — 10 ч. Расчеты проводили для пяти различных размеров чеков и двух значений ограничения трудового ресурса.

Результаты расчета приведены в табл. 1.

Л и т е р а т у р а

1. Радин Ю.П., Панов И.М., Юзбашев В.А. Обработка рисовых чеков ротационным плугом. — "Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства", 1976, №4.
2. Полканов И.П. Теория и расчет машинно-тракторных аг-

регатов. М., 1964. З. Яцкевич В.В. и др. К определению стоимости сельскохозяйственной техники при прогнозировании ее параметров. — В сб.: "Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей", Минск, 1977, вып. 9.

УДК 531.7.08

А.Л. Бобровничай, Е.Я. Строк (Минский тракторный завод, ИНДМАШ АН БССР), Г.А. Молош канд. техн. наук (Белорусский политехнический институт)

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ПУТЕЙ УМЕНЬШЕНИЯ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ДАТЧИКА СИСТЕМЫ СИЛОВОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ОРУДИЯ

Существенно влияют на качество работы системы силового регулирования расположение датчика, его рабочие параметры и схема конструктивного исполнения. Правильный выбор указанных параметров уменьшает нечувствительность системы и тем самым улучшает качество ее работы.

Нечувствительность систем силового регулирования, которые установлены на опытных моделях перспективных колесных тракторов класса 14—20 кН, значительно превышает рекомендуемые границы [1, 2].

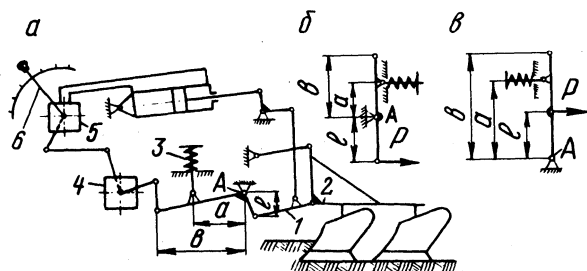


Рис. 1. Принципиальная схема системы силового регулирования положения орудия (а) и возможные схемы конструктивного исполнения датчика (б, в).

В настоящей статье представлены исследования работы датчика системы силового регулирования с целью определения возможных путей уменьшения его нечувствительности.

При работе тракторного агрегата (рис. 1, а) усилия, возникающие в тяге 1 навесного механизма от тягового сопротив-

ления орудия 2, воздействуют на пружину 3 датчика и через передаточный механизм 4 перемещают золотник регулятора 5. Величина усилий (глубина пахоты) устанавливается рукояткой 6.

Минимальное усилие в тяге, которое вызывает срабатывание регулятора (нечувствительность системы), определяется из соотношения

$$\Delta P = c \Delta s i_1 / i_2 + \Delta P_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где c — жесткость пружины датчика; Δs — холостой ход (нечувствительность) золотника регулятора; $i_1 = x/s$ — передаточное отношение от пружины датчика к золотнику; x — полный рабочий ход пружины; $i_2 = 1/a$ — передаточное отношение от тяги к пружине датчика; s — полный рабочий ход золотника.

Усилие, затрачиваемое на преодоление трения в подвижных элементах системы

$$\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P_r i_r + \Delta P_{\text{п}} i_{\text{п}} + \Delta P_{\text{д}} i_{\text{д}}, \quad (2)$$

где ΔP_r , $\Delta P_{\text{п}}$ и $\Delta P_{\text{д}}$ — соответственно потери на преодоление трения в регуляторе, передаточном механизме и датчике; i_r , $i_{\text{п}}$ и $i_{\text{д}}$ — передаточные отношения от золотника регулятора, передаточного механизма и датчика к тяге навесного механизма: $i_r = 1/i_1 i_2$; $i_{\text{п}} = b/l$. Тогда

$$\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P_r / i_1 i_2 + \Delta P_{\text{п}} i_{\text{п}} + \Delta P_{\text{д}} / i_2. \quad (3)$$

Определим влияние сил трения в регуляторе, передаточном механизме и датчике на нечувствительность системы в зависимости от конструктивных параметров датчика. Для возможности регулирования во всем диапазоне усилий параметры датчика должны удовлетворять условию

$$P_{\text{max}} = cx / i_2, \quad (4)$$

где P_{max} — максимальное регулируемое усилие в тягах.

Рассмотрим, как изменяется нечувствительность системы с изменением параметров c , x и i_2 . Подставив в выражение (1) значения $\Delta P_{\text{тр}}$ из уравнения (3), получим

$$\Delta P = c \Delta s i_1 / i_2 + \Delta P_r / i_1 i_2 + \Delta P_{\text{п}} i_{\text{п}} + \Delta P_{\text{д}} / i_2. \quad (5)$$

Из уравнения (5) видно, что с увеличением жесткости пружины датчика и одновременным увеличением передаточного отношения i_2 от тяги к пружине нечувствительность системы регулирования уменьшается. Потери усилий ΔP_d в датчике обусловлены трением в силовой кинематической цепи "тяги--пружина датчика", значительная часть которого приходится на шарнир А (рис. 1,а). Потери усилий, приведенные к тягам, в шарнире А определяются из соотношений:

$$\text{Схема 1,а } \Delta P_1 = 0,5 \left[P^2 (1 + i_2^2) \right]^{\frac{1}{2}} d k l^{-1}, \quad (6)$$

где P — номинальное (заданное) усилие в тягах; k — коэффициент трения скольжения; d — диаметр оси шарнира А.

$$\text{Схема 1,б,в } \Delta P_2 = 0,5P (1 + i_2) d k l^{-1}. \quad (7)$$

Из выражений (6) и (7) видно, что потери усилий ΔP уменьшаются с уменьшением d , k и увеличением l . Однако уменьшение d ограничивается прочностью шарнира, а увеличение l — агротехническим просветом. Коэффициент трения k можно уменьшить установкой подшипников качения, однако это связано с усложнением конструкции.

Наиболее эффективным средством уменьшения потерь в датчиках является выполнение датчика по схеме рис. 1,в, в которой потери на трение в шарнире А можно свести к нулю при $i_2 = 1$, т.е. выполнением рычага $l = a$.

Лабораторное исследование систем силового регулирования с датчиками (рис. 1, а,в) было проведено на стенде для испытаний систем регулирования. Датчик устанавливался в нижних тягах навесного механизма (рис. 1,а) и в верхней тяге (рис. 1,в).

Чтобы определить влияние конструктивной нечувствительности системы, испытания проводились с серийным и опытным регулятором, которые отличались величиной холостого хода золотника. Холостой ход серийного золотника составлял 0,9 мм, опытного — 0,45 мм. Зависимость усилий в нижних тягах от положения рукоятки управления представлена на рис. 2.

Испытаниями установлено, что при усилиях в тягах 25—42 кН общая нечувствительность системы при комплектации датчика капроновыми втулками в шарнире А составляет 8,7—14,3 кН с опытным регулятором и 10,7—16,4 кН с серийным. Таким образом, уменьшение конструктивной нечувствительности на 50% снизило общую нечувствительность системы только на 14,4—19,4%, что объясняется ее малой величиной в общей

нечувствительности системы. С увеличением усилий в тягах нечувствительность системы возрастает (рис. 2), что объясняется увеличением нагрузки в шарнирах кинематической цепи "нижние тяги—пружина датчика", а следовательно, и силы трения в шарнирах.

В связи со значительной величиной нечувствительности системы (до 40% от регулируемой величины усилия в тягах) были определены ее составляющие: расчетная (конструктивная) величина нечувствительности, потери усилий на трение в датчике, отставание начала движения золотника от пружины датчика и механическое трение в регуляторе.

Расчетная величина нечувствительности системы, определенная из соотношения $\Delta P = c \Delta s i_1 / i_2$ составила 1,9 кН (22—13% по отношению к общей нечувствительности) при $\Delta s = 0,45$ мм и 3,8 кН (35,6—23,2%) при $\Delta s = 0,9$ мм.

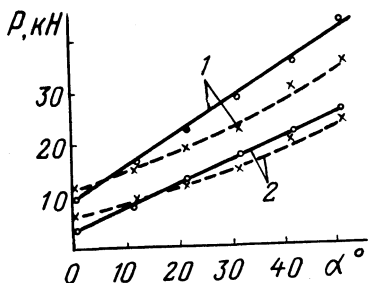


Рис. 2. Зависимость усилий в нижних тягах от положения рукоятки управления регулятором: —○— серийный регулятор; —*— экспериментальный; 1— при подъеме орудия; 2 — при опускании.

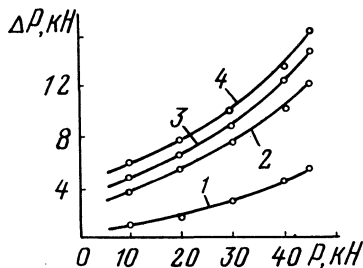


Рис. 3. Зависимость величины нечувствительности датчика от усилия в тягах: 1— до начала разжатия пружины; 2 — при разжатии пружины на 1 мм; 3 — на 2 мм; 4 — на 3 мм.

Исследуемый датчик имел следующие параметры: $c=300 \text{ Н/мм}$; $i_1=3$; $i_2=0,21$; $x=30$ мм; $s=10$ мм; $\Delta s=0,9$ мм (серийный регулятор) и $\Delta s=0,45$ мм (опытный регулятор).

Потери усилий в датчике определялись при отсоединенном от него регуляторе. При этом с нулевой нагрузки последовательно через 5 кН устанавливалось усилие в нижних тягах в диапазоне 5—45 кН. Затем оно уменьшалось и отмечалось в момент начала разжатия пружины датчика и при перемещении пружины до 1; 2; 2,7 и 3 мм. Усилие в тягах при ходе пружины 2,7 мм соответствовало нечувствительности датчика при холостом ходе золотника $\Delta s=0,9$ мм, при ходе пружины 1,35 мм — нечувствительности датчика при $\Delta s=0,45$ мм. Начало

разжатия пружины датчика при уменьшении нагрузки и ее ход на 1—3 мм определены с помощью индикаторной головки.

Величина усилий в тросах, необходимая для начала перемещения пружины датчика и ее хода до 1; 2; и 3 мм от заданной величины усилий, представлена на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что потери усилий в датчике при усилиях 25—42 кН составляют 5,1—10,4 кН (59—73%) при $\Delta s=0,45$ мм и 5—10,5 кН (47—64%) при $\Delta s=0,9$ мм. Потери усилий в датчике происходят в диапазоне от 0 до 1 мм перемещения пружины датчика. Дальнейшее перемещение пружины соответствует расчетной величине усилий, т.е. происходит без потерь. Это позволяет сделать вывод, что ход пружины, соответствующий нечувствительности золотника, из условия обеспечения минимальных потерь в датчике должен быть меньше 1 мм, а нечувствительность датчика и системы может быть снижена уменьшением хода пружины, вызывающего срабатывание регулятора.

Испытаниями установлено, что ход пружины, не вызывающий перемещения золотника, составляет 0,5—0,65 мм, что в пересчете на усилие в тросах составляет 800—1000 Н (9,2—7,0%) при $\Delta s=0,45$ и 700—900 Н (5,5—6,6%) при $\Delta s=0,9$ мм.

Усилие, затраченное на преодоление трения в регуляторе, составило 800 Н (5,6—9,3%) при $\Delta s=0,45$ мм и 4,9—7,5% при $\Delta s=0,90$ мм.

Из проведенного анализа видно, что основная доля общей нечувствительности системы приходится на трение в датчике, в связи с чем возникает необходимость в его уменьшении.

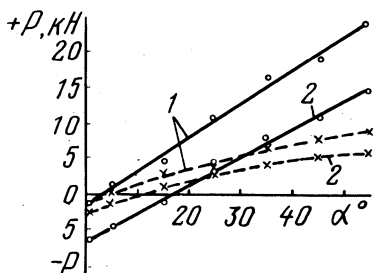


Рис. 4. Зависимость усилий в верхней тяге от положения рукоятки управления регулятором: —○— при $i_2=0,34$; —*— при $i_2=0,80$; 1 — при подъеме орудия; 2 — при опускании (+) — сжатие; (-) — растяжение.

На рис. 4 представлена зависимость усилий в верхней тяге от положения рукоятки управления для системы с датчиком, выполненным по схеме на рис. 1, в. Зависимость снята при передаточных отношениях $i_2=0,34$ и $i_2=0,8$. Рабочий ход и жесткость пружины датчика оставались постоянными, поэтому потери на трение в датчике оценивались при одинаковых усилиях в тяге.

Из графика видно, что увеличение передаточного отношения i_2 с 0,34 до 0,8 уменьшило нечувствительность системы с 5,6—6,4 до 1,8—2,2 кН, причем потери усилий в датчике снизились с 40,5—47,5% ($i_2 = 0,34$) до 16,7—24,8% ($i_2 = 0,8$).

В результате испытаний выявлено, что наименьшие потери усилий на трение происходят в датчике, выполненном по схеме, представленной на рис. 1, в при передаточном отношении $i_2 = 0,8$. В связи с тем, что диапазон регулируемых усилий в верхней тяге при $i_2 = 0,8$ составляет $-3...+8$ кН, а в реальных условиях эксплуатации трактора эти усилия могут достигать $-12...+18$ кН [1], для регулирования усилий в конструкции датчика предусмотрена возможность уменьшения передаточного отношения i_2 путем изменения положения верхней тяги. Однако уменьшение передаточного отношения i_2 значительно увеличивает потери усилий в датчике и общую нечувствительность системы (рис. 4). Поэтому наиболее рационально для этой цели выполнить пружину датчика переменной жесткости.

Резюме. Сила трения в датчике — основная составная часть нечувствительности системы силового регулирования, которая может быть уменьшена увеличением жесткости пружины датчика с одновременным увеличением передаточного отношения от тяги к пружине, соосным расположением пружины датчика и тяги, уменьшением рабочего хода пружины с одновременным увеличением ее жесткости.

Наиболее эффективным средством уменьшения потерь усилий в датчике и системе в целом следует считать выполнение упругого элемента датчика в виде рессоры, упругой балки или применение в качестве датчика тензодатчиков, установленных в тягах для присоединения машин.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. и др. Обоснование расположения датчика и выбор нечувствительности системы силового регулирования положения орудия. — "Тракторы и сельхозмашины", 1975, № 12.
2. Чудаков Д.А. Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов. М., 1954, с. 161—164.

М.П. Бренч, канд.техн.наук (Белорусский
политехнический институт)

ОСОБЕННОСТИ ЭЛЕКТРОННОЙ МОДЕЛИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ

Из работ [1,2] известно, что для одностепенной приведенной схемы газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания уравнение движения клапана можно представить в виде

$$M\ddot{y} + (C_{\text{пр}} + c)y = C_{\text{пр}}x - F_0, \quad (1)$$

где M -- приведенная к оси клапана эквивалентная масса деталей привода; c -- жесткость клапанных пружин; $c_{\text{пр}}$ -- приведенная к оси клапана суммарная жесткость деталей механизма газораспределения; x -- приведенное к клапану рабочее перемещение толкателя, y -- перемещение приведенной массы M , т.е. действительный путь клапана; F_0 -- сила пружины клапанной пружины.

Для практических расчетов целесообразно использовать уравнение относительного движения клапана. В этом случае в уравнение движения вводят величину $z = x - y$. При динамическом исследовании механизма различие в движении клапана и толкателя (величина z) представляет наибольший интерес. Уравнение относительного движения массы M представляется в виде

$$M\ddot{z} + (C_{\text{пр}} + c)z = M\ddot{x} + cx + F_0. \quad (2)$$

Решение этого уравнения дает величину z непосредственно. В то же время при решении уравнения абсолютного движения массы M величина z может быть получена только как малая разность больших величин x и y . В последнем случае возрастают требования к точности решения и увеличиваются ошибки при замерах.

Если решать уравнение (2), применяя общий метод программирования, то придется вводить в машину диаграмму ускорения толкателя $\ddot{x}(t)$. Получить эту диаграмму можно двойным дифференцированием заданного перемещения толкателя $x(t)$. Но использование дифференциаторов в аналоговых машинах обычно не рекомендуют, так как это снижает точность решения АВМ. Моделирование непосредственно кривой $\ddot{x}(t)$ на блоках БН-3А практически невозможно из-за сложной формы кривой (рис.1,а).

Следовательно, необходимо искать другие пути программирования задачи. Для этого можно воспользоваться методом канонической формы или методом вспомогательной переменной. В соответствии с рекомендациями [3] оба метода требуют выполнения неравенства $m \leq n$, где m -- высший показатель степени производной возмущающего воздействия $x(t)$, n -- то же для зависимой переменной z .

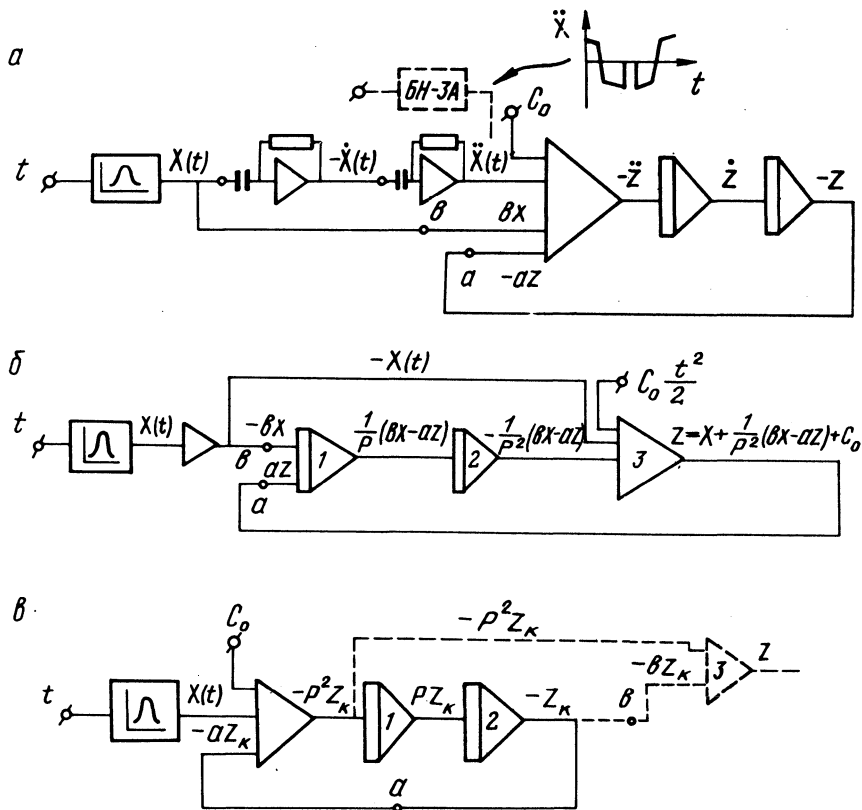


Рис. 1. Блок-схема решения уравнения (2), составленная: а -- с помощью общего метода; б -- по методу канонической формы; в -- по методу вспомогательной переменной.

Используем метод канонической формы. Отметим, что уравнение (2) удовлетворяет условию $m \leq n$. По требованию метода запишем уравнение в операторной форме

$$M p^2 z + (C_{пр} + c) z = M p^2 x + c x + F_0. \quad (3)$$

Приравняем производную высшего порядка зависимой переменной остальной части уравнения

$$p^2 z = p^2 x + \frac{c}{M} x - \frac{(C_{пр} + c)}{M} z + \frac{F_0}{M} = p^2 x + bx - az + c_0, \quad (4)$$

затем дважды проинтегрируем обе части этого уравнения. В операторной форме это равноценно умножению обеих частей уравнения на оператор p^{-2} . Получим уравнение

$$z = x + p^{-2}(bx - az) + c_0 \frac{t^2}{2}. \quad (5)$$

Используя полученное уравнение и следуя методу канонической формы, составим блок-схему решения уравнения (5). По методу допускается, что на выходе последнего интегратора имеется производная нулевого порядка зависимой переменной. Отметим, что в общем методе мы исходим из допущения о наличии на входе первого интегратора производной высшего порядка. Удовлетворяя допущению, что функция z существует, обеспечиваем появление на выходе интегратора 2 каждого члена, представляющего интеграл из правой части уравнения (5). Собственно функцию z получаем на выходе сумматора 3. Окончательная блок-схема показана на рис. 1,б.

Установление начальных условий по методу канонической формы также имеет особенности. В общем методе это обычно не вызывает никаких затруднений, так как выходными величинами интеграторов являются зависимая переменная и ее производные. В методе канонической формы дело обстоит иначе, если не считать интегратор с выходной величиной — нулевой производной зависимой переменной. Из схемы, представленной на рис. 1,б, видно, что выходы из интеграторов 1 и 2 представляют соответственно выражения $p^{-1}(bx - az)$ и $p^{-2}(bx - az)$; начальные значения которых необходимо вычислить. Мы достигаем этого путем интегрирования уравнения (4) и выделения искоемых выражений

$$p^{-1}(bx - az) = pz - px - c_0 t; \quad (6)$$

$$-p^{-2}(bx - az) = -z + x + c_0 \frac{t^2}{2}. \quad (7)$$

Начальные условия определяются значениями правых частей уравнений (6) и (7) при $t = 0$. Для того чтобы воспользоваться методом вспомогательной переменной и выявить зависимость между переменной z и вспомогательной переменной z_k , допускаем, что преднатяг клапанной пружины отсутствует.

Вводим вспомогательную переменную, которая является решением следующего уравнения

$$p^2 z_k = az_k = x. \quad (8)$$

Умножим обе части уравнения на b , затем исходное уравнение дважды продифференцируем.

$$bp^2 z_k + baz_k = bx; \quad (9)$$

$$p^2(p^2 z_k) + p^2(az_k) = p^2 x. \quad (10)$$

Сложим оба уравнения и представим в виде

$$p^2 [(b+p^2) z_k] + a [(b+p^2) z_k] = p^2 x + bx. \quad (11)$$

Уравнение относительного движения массы M запишем с учетом вышепринятого допущения и, перегруппировав члены, представим в виде

$$p^2 z + az = p^2 x + bx. \quad (12)$$

Уравнения (11) и (12) равносильны при условии

$$z = (b+p^2) z_k. \quad (13)$$

Соотношение между любой производной функции z и производными переменной z_k можно найти простым дифференцированием обеих частей уравнения (13).

Чтобы получить z , сначала по общему методу программируем уравнение (8). В правую часть при этом добавим величину преднатяга s_0 . Эта структурная схема показана на рис. 1, в сплошными линиями. Согласно схеме, мы теперь располагаем значениями z_k и $p^2 z_k$. Для получения z используем уравнение (13). Дополнение к полученной структурной схеме показано на рис. 1, в пунктирными линиями. Искомая величина z моделируется напряжением на выходе из сумматора 3.

Начальные условия на выходах интеграторов 1 и 2 определим, решая систему уравнений.

$$\left. \begin{aligned} bz_k + p^2 z_k &= z; \\ p^2 z_k + az_k &= x; \\ pbz_k + p^3 z_k &= pz; \\ p^3 z_k + paz_k &= px. \end{aligned} \right\} (14)$$

Начальные значения z_k и $p z_k$ находим, подставляя в эту систему начальные значения функций z, x и pz при $t=0$.

Резюме. Описанные методы позволяют составить электронную модель газораспределительного механизма, избежав операции двойного дифференцирования функции $x(t)$, что упрощает задачу программирования на АВМ.

Л и т е р а т у р а

1. Корчемный Л.В. Некоторые вопросы аналитического исследования динамики газораспределительного механизма двигателя. -- "Труды НАМИ", вып. 53, М., 1962. 2. Корчемный Л.В. Газораспределительный механизм двигателя. М., 1964. 3. Левин Л. Методы решения технических задач с использованием аналоговых вычислительных машин. М., 1966.

УДК 621.869.4:629.114

А.А. Цереня, В.Я. Бабук,
Г.Ф. Бутусов, кан. техн. наук
(Белорусский политехнический институт)

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ

Совершенствование и доводка конструкций рулевых управлений самоходных землеройно-транспортных машин требуют проведения стендовых испытаний, которые позволяют значительно снизить стоимость доводочных работ и сократить время на совершенствование и доводку рулевых управлений с гидравлической обратной связью.

С учетом этих обстоятельств стояла задача создания стенда, позволяющего проводить испытания рулевых управлений с гидравлической и гидромеханической обратной связью, получения их статических и динамических характеристик. Учитывая большой диапазон изменения сопротивления повороту для базовой машины, на которой устанавливаются испытуемые рулевые управления, необходимо было заложить в конструкцию стенда устройства, позволяющие легко имитировать различные величины дорожных сопротивлений.

Стенд (рис. 1) имеет 3 контура, из которых:

контур I имитирует внешнюю нагрузку, действующую на рулевое управление;

контур II представляет рулевое управление самоходной машины;

контур III позволяет создавать различные по виду и скорости управляющие воздействия.

Управление стендом позволяет проводить испытания как в ручном, так и в автоматическом режимах.

При автоматическом режиме величина амплитуды и частота входного воздействия изменяется дискретно при различных значениях величин внешних возмущений.

Конструкция стенда позволяет проводить не только кратковременные испытания с целью снятия различных характеристик, но и длительные износные и усталостные испытания как отдельных узлов, так и всего рулевого управления в целом.

Для регистрации изменяющихся величин используются комплекс датчиков, показывающая и регистрирующая аппаратура, позволяющая производить запись быстро протекающих переходных процессов.

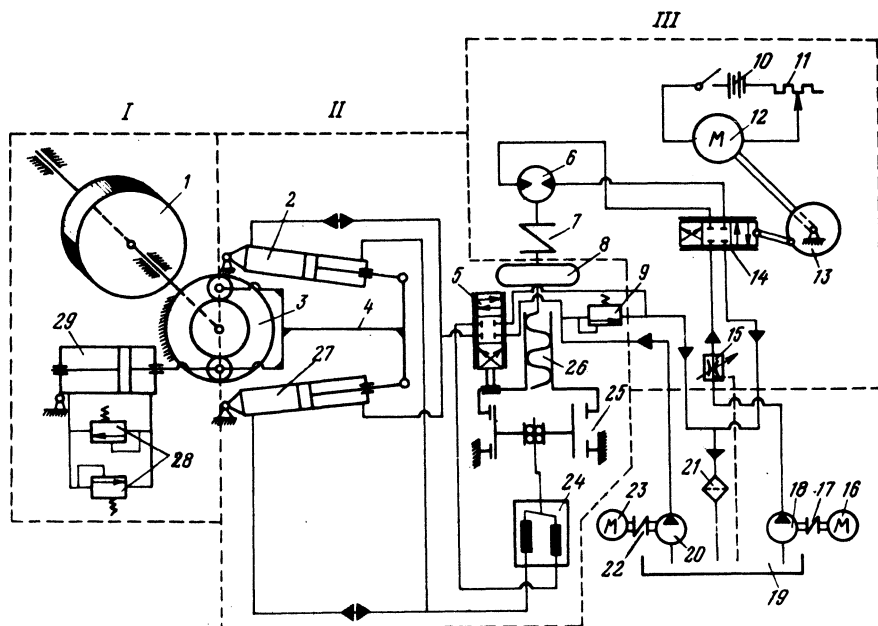


Рис. 1. Гидромеханическая схема стенда: 1 — инерционная масса; 2, 27 — гидроцилиндры поворота; 3 — планетарный редуктор; 4 — качалка; 5, 14 — золотники; 6 — гидродвигатель; 7, 17, 22 — соединительные муфты; 8 — рулевое колесо; 9 — предохранительный клапан; 10 — аккумуляторная батарея; 11 — реостат управления входного сигнала; 12, 16, 23 — электродвигатели; 13, 28 — механизмы перемещения золотников; 15 — регулятор расхода жидкости; 18—20 гидронасосы; 19 — масляный бак; 21 — фильтр; 24 — гидромотор обратной связи; 25 — редуктор; 28 — клапанная коробка; 29 — гидроцилиндр нагружателя.

Контур, имитирующий внешнюю нагрузку, включает устройства для имитации позиционной и инерционной нагрузок, значения которых эквивалентны нагрузкам, действующим на рулевое управление в реальных условиях эксплуатации. Кроме указанных контуров стенд имеет насосную установку, питающую гидросистему рулевого управления и управляющий контур. Привод насосной установки осуществляется от электродвигателя постоянного тока, что позволяет изменять производительность насосов в широком диапазоне и этим имитировать переменные режимы работы двигателя базовой машины, привод от которого получает насос гидросистемы рулевого управления.

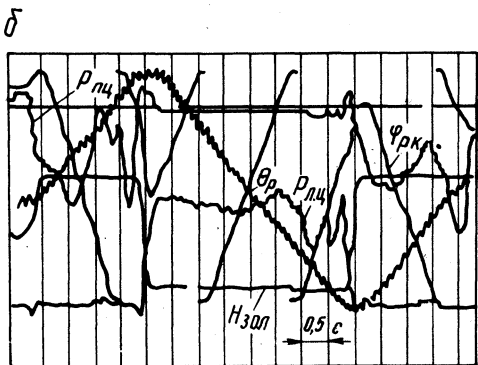
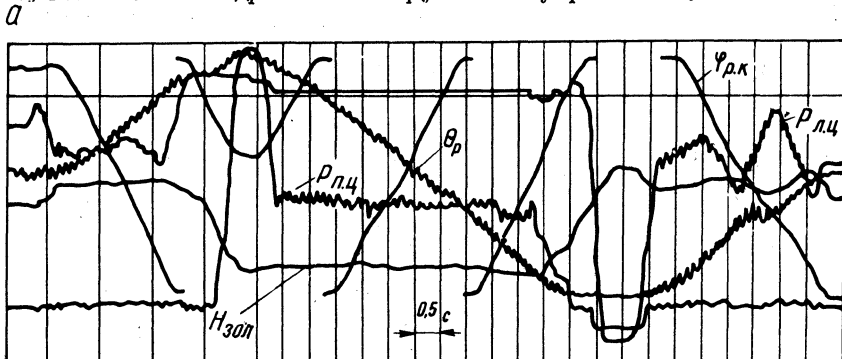


Рис. 2. Образцы записи процесса поворота на стенде при различной скорости входного воздействия: $\rho_{л.ц}$, $P_{л.ц}$ — давление рабочей жидкости в рабочих цилиндрах; $\varphi_{р.к}$ — угол поворота рулевого колеса; θ_p — угол поворота качалки; $H_{зол}$ — перемещение золотника.

Стендовые испытания управлений с гидравлической обратной связью показали большую сходимость результатов стендовых и дорожных испытаний, что указывает на правильный подход при выборе параметров стенда и представляет широкие возможности для ускоренных испытаний рулевых управлений при мини-

мальных затратах. При этом значительно сокращается объем дорожных испытаний, повышаются качество и глубина исследований.

Образцы записи измеряемых параметров при стендовых испытаниях рулевого управления представлены на рис. 2.

Резюме. Применение стенда позволит ускорить процесс создания и повышения технического уровня систем рулевого управления землеройно-транспортных машин с шарнирно-сочлененной рамой.

СОДЕРЖАНИЕ

Ксеневич И.П., Гуськов В.В., Скойбеда А.Т. Перспективы комплексной автоматизации сельскохозяйственных агрегатов на базе пропашных тракторов	3
Скойбеда А.Т. Научные основы автоматизации управления тяговым режимом колесных тракторов	8
Яцкевич В.В., Зеленый П.В. Автоматическая система повышения курсовой устойчивости крутосклонного трактора	15
Расолько А.М., Разоренов Н.А. Исследование исполнительных механизмов автоматизированных систем управления трактора	18
Барташевич Л.В., Марков Ю.И. К выбору производительности компрессора автоматизированной пневмосистемы тракторов класса 0,6--1,4 тс	20
Расолько А.М. Исследование рабочих процессов пневматического привода к тормозам тракторного поезда	26
Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Автоматизированная система управления средствами повышения проходимости колесного трактора 4 х 4 класса 20 кН	30
Бойков В.П., Разоренов Н.А. Пневматическая шина как элемент автоматизированного привода переднего ведущего моста тракторов класса 9--20 кН	35
Лефаров А.Х., Ванцевич В.В., Гурин А.В. Блокирующиеся дифференциалы--механизмы автоматического действия	39
Григорьев Е.Н., Вайнштейн Л.А. Влияние автоматизации на повышение технического уровня самоходных уборочных сельхозмашин и изменение условий труда механизаторов	43
Богдан Н.В., Скуртул А.И. Автоматическое распределение тормозных моментов на задних колесах трактора при введении межколесной связи	46

Богдан Н.В., Грибко Г.П., Рахлей И.С. Оценка эффективности динамического регулирования тормозных сил на осях тракторного поезда 50

Молош Г.А., Гуськов В.В. Исследование системы плавности хода колесных тракторов класса 14 кН на полевых работах 54

Строк Е.Я., Шевченко В.С., Симанович Л.П., Чичиков Г.Л., Кандрусев И.И., Бобровнический А.Л. Прогнозирование работоспособности регуляторов автоматизированных гидронавесных систем тракторов 58

Фурунжиев Р.И., Босякова З.В., Бугай О.В. Алгоритмизация оценок корреляционных функций дорожных микропрофилей 63

Лешкевич А.Ю., Метлюк Н.Ф., Флерко И.М. Стенд для испытания автоматических противоблокировочных устройств тормозных систем грузовых автомобилей 67

Автушко В.П., Бартош П.Р. К расчету пневматических цепей 70

Бабук В.Я., Череня А.А., Молибощко Л.А., Бутусов Г.Ф. Моделирование на АВМ рулевого управления одношарнирного автопогрузчика 75

Карпов А.В., Лепешко И.И., Руктешель О.С., Таубес Л.Е. Моделирование работы исполнительных механизмов САУ механической коробки передач автомобиля 80

Гарновский М.С. Применение АВМ для исследования работы системы автоматического управления ДВС 88

Нгуен Минь Дыонг. Прогнозирование оптимальных параметров тракторного агрегата для посева риса с учетом потерь урожая и дефицита трудового ресурса на примере Вьетнама 94

Нгуен Минь Дыонг. Выбор оптимальных параметров ротационного почвообрабатывающего агрегата при работе на ри-

совых полях с учетом дефицита трудового ресурса на примере
Вьетнама 98

Бобровнический А.Л., Строк Е.Я., Молош Г.А. Исследо-
вание некоторых путей уменьшения нечувствительности дат-
чика системы силового регулирования положения орудия... 102

Бренч М.П. Особенности электронной модели газораспре-
делительного механизма двигателя 108

Череня А.А., Бабук В.Я., Бутусов Г.Ф. Стенд для ис-
пытания рулевых управлений 112

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ
СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ, ТРАКТОРОВ
И ИХ ДВИГАТЕЛЕЙ. ВЫПУСК 10

Редактор Л.Р. Дубровская
Худож.редактор В.Т. Лапицкий
Техн.редактор Л.И. Жук
Корректоры А.М. Апель, З.Б. Боборыко
График Н.В. Журавлева
Операторы И.В. Прохорова, А.И. Маль
ИБ 506

АТ 06035. Подписано к печати 12/Х-1977г. Формат 60х90 1/16.
Бумага офсет. Печ.л. 7,75. Уч.-изд.л. 7,57. Изд.№ 77-23.
Тип.зак. 52,68. Тираж 500 экз. Цена 1 руб. 20 коп.

Издательство "Высшая школа" Государственного комитета
Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и
книжной торговли. Редакция межведомственных сборников и за-
казной литературы. 220004. Минск, Парковая магистраль, 11.
Типография "Победа" Государственного комитета Совета Ми-
нистров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. Молодечно, Привокзальный пер., 11.

РЕФЕРАТЫ

УДК 631.171.52:633

Перспективы комплексной автоматизации сельскохозяйственных агрегатов на базе пропашных тракторов. Ксеневич И.П., Гуськов В.В., Скойбеда А.Т. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 3—7.

Изложены основные требования к отдельным подсистемам автоматического управления машинно-тракторными агрегатами, приведена структурная схема решения проблемы создания автоматизированных агрегатов. — Ил. 1.

УДК 631.31 + 631.331 - 52

Научные основы автоматизации управления тяговым режимом колесных тракторов. Скойбеда А.Т. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с.8—14.

Изложены требования к автоматическим системам управления тяговым режимом колесных сельскохозяйственных тракторов и разработаны основы теоретического исследования их параметров. Показана возможность применения автоматического блокирования межколесных дифференциалов для регулирования тягового режима трактора. — Ил. 3. Библ. 2.

УДК 631.372-78

Автоматическая система повышения курсовой устойчивости крутосклонного трактора. Яцкевич В.В., Зеленый П.В. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 15—18.

Рассмотрен вопрос влияния специфических условий горного земледелия на тягово-сцепные качества и устойчивость прямолинейного движения крутосклонного трактора. Установлена одна из причин возникновения поворачивающего момента, вызывающего нарушение курсовой устойчивости трактора на склоне и приведены конкретные рекомендации ее устранения. Предложена конструктивная схема следящей системы управления дополнительным наклоном остова и колес в функции крутизны склона, обеспечивающая автоматическое выравнивание опорных реакций под задними ведущими колесами. — Ил. 1. Библ. 1.

УДК 629.114 592.

Исследование исполнительных механизмов автоматизированных систем управления трактора. Расолько А.М., Разоренов Н.А. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып.10, с. 18—20.

С помощью регрессионно-корреляционного анализа получены характеристики дискового тормоза с самоусилением и муфты блокировки дифференциала трактора МТЗ-80/82. — Ил. 2. Библ. 2.

УДК 621.431.73.031.3.004.1

К выбору производительности компрессора автоматизированной пневмосистемы тракторов класса 0,6—1,4 тс. Барташевич Л.В., Марков Ю.И. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 20—26.

Изложена методика расчета производительности компрессора пневмосистемы трактора с учетом обеспечения требуемой долговечности компрессора и регулятора давления. Рекомендованы наиболее благоприятные режимы работы компрессора и регулятора давления. — Ил.3. Библ. 3.

УДК 629.114.592

Исследование рабочих процессов пневматического привода к тормозам тракторного поезда. Расолько А.М. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 26—30.

Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований рабочих процессов пневматического привода к тормозам тракторного поезда. Приведены конкретные рекомендации по улучшению быстродействия привода. — Ил. 2. Библ. 4.

УДК 629.113- 585,22-52

Автоматизированная система управления средствами повышения проходимости колесного трактора 4х4 класса 20 кН. Схойбеда А.Т., Шавель А.А. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 30—35.

Даны схемы: общая, классификационная, функциональная структурная — автоматизированной системы управления средствами повышения проходимости. — Ил. 3.

УДК 629.113.012

Пневматическая шина как элемент автоматизированного привода переднего ведущего моста тракторов класса 9—20 кН. Бойков В.П., Разоренов Н.А. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 35—39.

Приведены параметры пневматической шины как элемента автоматизированного привода переднего ведущего моста тракторов кл. 9,0—20,0 кН. Даны уравнения регрессии, связывающие основные характеристики шины различных типоразмеров с нормальной нагрузкой, давлением воздуха, крутящим моментом. — Табл. 2. Библ. 2.

УДК 629.114,2

Блокирующиеся дифференциалы—механизмы автоматического действия. Лефаров А.Х., Ванцев ич В.В., Гурин А.В. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с.39—42.

Дается классификация блокирующихся дифференциалов, работающих на принципе повышенного внутреннего трения. Указывается на автоматичность их действия. Приводятся формулы для расчета их блокирующих свойств. — Ил. 3. Библ. 2.

УДК 631.3.001.2:62-06

Влияние автоматизации на повышение технического уровня самоходных уборочных сельхозмашин и изменение условий труда механизаторов. Григорьев Е.Н., Вайнштейн Л.А. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с.43—45.

На основе изучения конструктивных особенностей самоходных уборочных сельхозмашин рассматриваются изменения их технического уровня и условий труда механизаторов. Показано влияние автоматизации на содержание и объем трудовой деятельности механизаторов, на усложнение и совершенствование конструкций машин.

УДК 629.1.073

Автоматическое распределение тормозных моментов на задних колесах трактора при введении межколесной связи. Богдан Н.В., Скуртул А.И. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 46—50.

Проведено теоретическое исследование неравномерного распределения тормозных моментов на задних колесах трактора. Даны зависимости изменения разворачивающего момента трактора от поперечного уклона дороги, различных коэффициентов сцепления колес задней оси трактора, неравномерной работы тормозных механизмов. Представлена схема для определения нормальных реакций на задних колесах трактора, находящегося на уклоне. В результате исследования сделан вывод о необходимости блокирования дифференциала задней оси трактора при неравномерной работе тормозных механизмов для выравнивания моментов, создаваемых ими. — Ил. 3.

УДК 629.113-592

Оценка эффективности динамического регулирования тормозных сил на осях тракторного поезда. Богдан Н.В., Грибко Г.П., Рахлей И.С. "Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып.10, с.50-54.

Проведены теоретические и экспериментальные исследования регулирования тормозных сил на осях тракторного поезда. Представлены экспериментальные и теоретические зависимости удельных тормозных сил для осей, звеньев и всего поезда от хода тормозной педали для нерегулируемого и регулируемого привода тормозов. — Ил. 1. Библ. 1.

УДК 629.114.2.073

Исследование системы плавности хода колесных тракторов класса 14 кН на полевых работах. Молош Г.А., Гуськов В.В. "Авtotракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилем, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 10, с. 54—58.

Приведены результаты испытаний плавности хода колесного трактора класса 14 кН с различными вариантами подвески передних и задних колес при выполнении трактором транспортных полевых работ на различных скоростях движения. — Ил. 2. Библ. 4.

УДК 62-82:512.272

Прогнозирование работоспособности регуляторов автоматизированных гидронавесных систем тракторов. Строк Е.Я., Шевченко В.С., Симанович Л.П., Чичиков Г.Л., Кандрусев И.И., Бобровицкий А.Л. "Авtotракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилем, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 10, с. 58—63.

Представлены результаты работ по экспериментально-статистическому моделированию функционирования регуляторов в пределах эксплуатационных условий. Получена полиномиальная модель для оценки герметичности шелевого уплотнения в зависимости от комбинаций эксплуатационных факторов. — Ил. 2. Табл. 2. Библ. 1.

УДК 629.11.012.814

Аппроксимация оценок корреляционных функций дорожных микропрофилей. Фурунжиев Р.И., Босякова З.В., Бугай О.В. "Авtotракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилем, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 10, с. 63—66.

Предлагается методика аппроксимации оценок корреляционных функций дорожных микропрофилей с применением поисковых методов оптимизации и ЦВМ. Приводятся результаты аппроксимации оценок корреляционных функций конкретных дорог. — Ил. 3. Библ. 1.

УДК 629.113

Стенд для испытания автоматических противоблокировочных устройств тормозных систем грузовых автомобилей. Лешкевич А.Ю., Метлюк Н.Ф., Флерко И.М. "Авtotракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилем, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 10, с. 67—70.

Рассматриваются вопросы проведения испытаний противоблокировочных тормозных систем на дороге и на стенде.

Содержится исследование возможности имитации на стендах нагрузок, возникающих в тормозных механизмах в процессе торможения.

Приводится схема разработанного стенда для испытания тормозных систем грузовых автомобилей с автоматическими противоблокировочными устройствами (ПБУ). — Ил. 1. Библ. 1.

УДК 629.113.-597.5

К расчету пневматических цепей. Автушко В.П., Бартош П.Р. "Авtotракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилем, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 10, с. 70—75.

Рассматривается возможность замены двухзвенной пневматической цепи однозвенной. Приводятся два случая такой замены. Рассматриваемые цепи описаны дифференциальными уравнениями. Уравнения решены на ЭВМ "Минск-32" и получены графики, по которым можно судить о возможности упрощения математических моделей пневматических цепей. — Ил. 2. Библ. 2.

УДК 621.869.447:629.11.014

Моделирование на АВМ рулевого управления одношарнирного автопогрузчика. Бабук В.Я., Цереня А.А., Молибшко Л.А., Бутусов Г.Ф. "Авtotракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилем, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 10, с. 75—80.

Описана расчетная схема рулевого управления автопогрузчика ТО-18, приведен вывод системы дифференциальных уравнений, отражающих работу механизма складываний.

Рассмотрена блок-схема моделирования на АВМ рулевого управления автопогрузчика. Даны результаты расчетов на АВМ. — Ил. 2, Библ. 2.

УДК 629,113

Моделирование работы исполнительных механизмов САУ механической коробки передач автомобиля. Карпов А.В., Лепешко И.И., Руктешель О.С., Таубес Л.Е. "Автоматростроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 80—87.

Приведены конструктивная схема и динамическая система исполнительного механизма САУ. Дано математическое описание переходных процессов, протекающих в исполнительном механизме при его включении и выключении. Приведена блок-схема электронной модели исполнительного механизма САУ для исследования его работы на переходных режимах и результаты моделирования на аналоговых вычислительных машинах. — Ил. 3, Библ. 1.

УДК 681,322;621.436,1-531

Применение АВМ для исследования работы системы автоматического управления ДВС. Гарновский М.С. "Автоматростроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 88—94.

Приводится математическое описание работы системы автоматического регулирования (САР) частоты вращения дизеля, динамической системы машинного агрегата двухмоторного скрепера, всережимного регулятора дизеля В-2.

Электронная модель скрепера, реализованная на АВМ, использована для исследования работы системы автоматического управления ДВС. — Ил. 4, Библ. 3.

УДК 631-333-6

Прогнозирование оптимальных параметров тракторного агрегата для посева риса с учетом потерь урожая и дефицита трудового ресурса на примере Вьетнама. Нгуен Минь Дыо нг. "Автоматростроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 94—98.

Излагается методика прогнозирования оптимальных параметров тракторного агрегата для посева риса с учетом потерь урожая и дефицита трудового ресурса хозяйства.

Из экспериментальных данных сформулированы функциональные зависимости, необходимые для составления целевой функции оптимизации, и приведены результаты расчета в условиях Вьетнама на ЭЦВМ. — Табл. 1, Библ. 4.

УДК 631-333-6

Выбор оптимальных параметров ротационного почвообрабатывающего агрегата при работе на рисовых полях с учетом дефицита трудового ресурса на примере Вьетнама. Нгуен Минь Дыо нг. "Автоматростроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 98—102.

Приводится методика прогнозирования оптимальных параметров ротационного почвообрабатывающего агрегата с учетом дефицита трудового ресурса хозяйства.

На основе экспериментальных данных сформулированы функциональные зависимости для составления целевой функции оптимизации и приведены результаты расчета на примере Вьетнама. — Табл. 1, Библ. 3.

УДК 531,7.08

Исследование некоторых путей уменьшения нечувствительности датчика системы силового регулирования положения орудия. Бобровничий А.Л., Строк Е.Я., Молош Г.А. "Автоматростроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторами и их двигателями", 1978, вып. 10, с. 102—107.

Рассмотрены пути повышения чувствительности системы силового регулирования положения орудия, которая в большой степени зависит от датчика. Приведены результаты исследования расположения датчика и различных его рабочих параметров на чувствительность системы в целом. Приведены расчетные формулы для определения установочных параметров датчика и дан сравнительный анализ результатов исследования. — Ил. 4, Библ. 2.

Особенности электронной модели газораспределительного механизма двигателя. Бренч М.П. "Авотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 10, с. 108—112.

Рассмотрены вопросы преобразования блок-схемы электронной модели газораспределительного механизма двигателя с целью избежать применения дифференциаторов, снижающих точность решения аналоговых ЭВМ. Применены метод канонической формы и метод вспомогательной переменной. Преобразование блок-схем дано на примере одномассовой приведенной схемы газораспределительного механизма. — Ил. 1. Библ. 3.

УДК 621.869,4:629.114

Стенд для испытания рулевых управлений. Черня А.А., Бабук В.Я., Бутусов Г.Ф. "Авотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 10, с. 112—115.

Дано описание стенда для испытания рулевых управлений с гидромеханической обратной связью автопогрузчика ТО-18.

Приведены примеры записи процесса поворота на стенде при различной скорости входного воздействия. — Ил. 2.