

Министерство народного образования Белорусской ССР

Белорусский ордена Трудового Красного
Знамени политехнический институт

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Основан в 1986 году

ВЫПУСК 5

Минск
"Вышэйшая школа"
1990

K 05

Редакционная коллегия:

Н.Ф.Метлюк (гл. редактор), А.Ф.Андреев (отв. секретарь), В.С.Апанасенко, С.М.Белов, М.П.Бренч, Г.Ф.Бутусов, А.Г.Выгонный, А.И.Гришкевич, В.В.Гуськов, Б.Е.Железко, Г.И.Иванов, Н.М.Капустин, А.Х.Лефаров, С.Г.Луговцева, А.М.Расолько, А.С.Савич (отв. секретарь), В.П.Тарасик, С.И.Терешко, С.В.Шумик (зам. гл. редактора).

Ответственные за выпуск *С.Г.Луговцева, А.С.Савич*

Излагаются методы обоснования конструктивных параметров агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей, анализа тяговой динамики, управляемости, долговечности и экономичности тяговых и транспортных машин.

Рассматриваются вопросы повышения надежности автомобилей в процессе эксплуатации, совершенствования организации и технологии технического обслуживания и ремонта.

Для инженерно-технических работников заводов, автотранспортных предприятий; научно-исследовательских организаций, преподавателей и аспирантов вузов.

Редактор издательства *В. Г. Самарина*

УДК 629.114.2

Б.У.БУСЕЛ, канд. техн. наук (БПИ),
В.И.МЕЛЕШ (БелАЗ)

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ЭЛЕМЕНТЫ ХОДОВОЙ ЧАСТИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

Одними из основных составляющих динамической нагрузки на элементы ходовой части карьерного самосвала являются силы, обусловленные наличием неровностей микропрофиля дороги. С целью выявления основных закономерностей формирования этих сил и разработки мероприятий по их снижению проведен ряд испытаний самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 110 и 170 т. Экспериментальные заезды выполняли в технологических циклах работы самосвалов и на специально выбранных мерных участках, неровности микропрофиля которых предварительно измерялись. В ходе испытаний фиксировали давление газа во всех цилиндрах подвески самосвала, ускорения различных точек поддрессоренных и неподдрессоренных масс, скорость движения автомобиля. За оценочный параметр динамических нагрузок принято давление газа в цилиндрах подвески.

На рис. 1 показаны экспериментальные зависимости среднего квадратического отклонения давления в цилиндрах подвески при движении автомобиля по мерным участкам основной дороги и участкам дороги на отвале. Эти участки резко отличаются друг от друга по микропрофилю. Поверхность участка основной дороги в хорошем состоянии (дисперсия высоты неровностей $1,5 \text{ см}^2$), а участок на отвале относится к тяжелым дорогам (дисперсия высоты неровностей $11,3 \text{ см}^2$). Динамические нагрузки на элементы ходовой части при движении по отвалу в 2,5–3,5 раза больше, чем в случае движения по основной дороге. Следует отметить, что темп увеличения нагрузок заметно возрастает при скоростях движения свыше 17–20 км/ч.

Исследования показывают зависимость динамических нагрузок на элементы ходовой части автомобиля от высоты неровностей дороги и скорости движения. С целью оценки влияния ровности дороги и скорости движения на ресурс элементов ходовой части автомобиля выполнен сравнительный анализ динамических нагрузок на указанные элементы путем сопоставления величин, пропорциональных их долговечности. В качестве такой величины, характеризующей выработку ресурса, использован темп накопления усталостных повреждений на 1 км пробега

$$R = \sum_j p_j^m N_j,$$

где p_j — нагрузка; m — показатель степени кривой усталости; N_j — число циклов нагрузки p_j .

Для сравнительной оценки нагрузок использовалось отношение темпов накопления усталостных повреждений

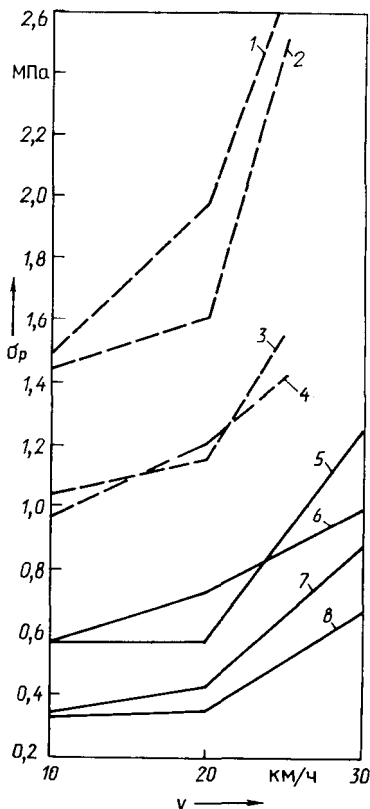


Рис. 1. Зависимость среднего квадратического отклонения давления в цилиндрах подвески от ровности дороги и скорости движения самосвала БелАЗ-7519 (масса груза 94 т):
 — — — — — дорога в хорошем состоянии;
 - - - - - в неудовлетворительном;
 1, 5 — задняя подвеска левая; 2, 6 — правая;
 3, 7 — передняя подвеска левая; 4, 8 — правая

платуационного). Темп накопления повреждений корпуса редуктора при движении на участках дороги с неровностями большой высоты в 14–50 раз выше, чем при движении по основной дороге. Следовательно, ограничения скорости движения по плавности хода автомобиля, которыми руководствуется водитель, не обеспечивают приемлемого уровня динамических нагрузок на детали по ходовой части.

Таким образом, необходимо ограничивать динамические нагрузки на конструктивные элементы автомобиля-самосвала на целесообразном по технико-экономическим критериям уровне. Эту задачу можно решать на основе анализа ровности карьерных дорог и нормирования скоростей движения, т.е. путем управления эксплуатационной системой "ур" (уровень неровностей микро-

$$K_R = R_1/R_2 = \Sigma p_{i1}^m N_{i1} / \Sigma p_{i2}^m N_{i2},$$

где R_1, R_2 — темп накопления повреждений в сравниваемых случаях.

Одной из наиболее ответственных деталей ходовой части самосвала является корпус редуктора мотор-колеса, изготавливаемой из стали 40 Л. Для сравнительного анализа нагрузок на корпус по K_R приняты следующие допущения: $m = 4$ (по данным ИНДМАШ АН БССР); среднее давление в цилиндрах задней подвески 7,5 МПа; накопления повреждений корпуса при изменении давления в цилиндре подвески в диапазоне 7,5–9,5 МПа не происходит. Анализ процесса изменения давления в цилиндре подвески (в течение 40 с) проводили методом максимумов с шагом 0,5 МПа. За номинальный принят режим нагружения корпуса редуктора мотор-колеса при движении самосвала по мерному участку дороги со скоростью 20 км/ч. Приведенные в табл. 1 данные показывают, что в зависимости от высоты неровностей дороги и скорости движения темп накопления повреждений корпуса редуктора от динамических нагрузок изменяется почти в 100 раз.

В технологическом цикле водитель выбирал скорость движения автомобиля в соответствии с дорожными условиями или же она ограничивалась тяговыми возможностями машины (экспериментальный заезд по скоростному режиму не отличался от эксплуатационного).

Табл. 1. Нагрузочные режимы для корпуса редуктора мотор-колеса автомобиля-самосвала

Показатель	Цикл работы автомобиля				Мерный участок					
	в за- бое	на отва- ле	на дороге		на отвале			на основной дороге		
			перед отва- лом	основ- ной						
Скорость движения, км/ч										
	5–15	15–20	20–30	25–30	10	20	25	10	20	30
$R \cdot 10^{-7}$	159	178	48,2	3,4	11,4	26,1	78,5	2,1	1,8	8,1
K_R	88,3	98,8	26,8	1,9	6,3	14,5	43,6	1,2	1,0	4,5

профиля – скорость движения”. Методика управления на основе применения бортового или переносного электронного анализатора динамических нагрузок на элементы ходовой части самосвала состоит в следующем.

Предварительно на основе экспериментальных и теоретических исследований с учетом эксплуатационных технико-экономических показателей определяются предельные темпы накопления усталостных повреждений ряда базовых деталей ходовой части автомобилей и максимальные допустимые нагрузки на них. По предельным темпам накопления усталостных повреждений деталей устанавливаются несколько категорий карьерных дорог и соответствующие предельные скорости движения по ним. Определяются также условия закрытия для движения самосвалов дороги в целом или отдельных ее участков.

В процессе эксплуатации с помощью электронного анализатора динамического нагружения осуществляется периодический контроль ровности дорог. Путем анализа процессов изменения давлений в цилиндрах подвески при известных скоростях движения определяются темпы накопления повреждений элементов ходовой части автомобиля для дороги в целом и отдельных ее участков; выявляются участки дороги, на которых возникают пиковые нагрузки, превышающие предельные. По полученным данным устанавливается категория дороги и соответствующая скорость движения по ней; определяются участки, подлежащие немедленному ремонту или закрытию для движения.

БелАЗ совместно с БПИ и ряд других организаций ведут исследования и работу по созданию методики и аппаратуры для анализа дорожных условий и нормирования скорости движения автомобилей. Их внедрение позволит повысить технико-экономические показатели эксплуатации карьерных самосвалов.

НАГРУЖЕННОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ С ГМП НА ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Большегрузные автомобили с гидромеханическими передачами (ГМП) эксплуатируются в сложных климатических и погодных условиях, в карьерах с плохими дорогами, при повышенной загрузке машин. Вследствие регулирования системы управления переключением передач имеют место отклонения от нормальной работы ГМП, приводящие к нарушению функционирования отдельных систем и элементов трансмиссии.

Как правило, экстремальные режимы возникают при переходных процессах, обусловленных переключением ступеней и сопровождающихся пиковыми динамическими нагрузками на валы и перегревом фрикционных элементов управляющих муфт. Поэтому при проектировании ГМП необходим учет подобных явлений и прогнозирование их влияния на динамику переходных процессов, надежность работы трансмиссии.

Анализ рабочих процессов ГМП автомобилей типа БелАЗ и МоАЗ позволил установить следующие экстремальные состояния трансмиссии при переключении ступеней, вызванные 1) включением фрикционов при понижении или колебательном изменении давления в исполнительных цилиндрах или главной магистрали ГМП; 2) одновременной работой фрикционов переключения диапазонов и ступеней (далее не рассматривается, так как описано в [1]); 3) троганием с места с включенной передачей с разгоном коленчатого вала двигателя, а также загрузкой автомобиля выше допустимой в условиях большого дорожного сопротивления; 4) включением фрикциона при заблокированном гидротрансформаторе или работающем тормозе-гидрозамедлителе.

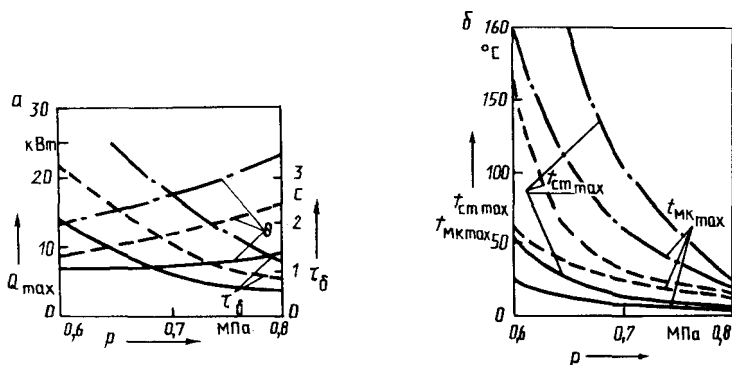


Рис. 1. Показатели энергонагруженности фрикционов автомобилей БелАЗ — теплового потока (а) и температуры поверхности дисков (б) — в зависимости от давления в главной магистрали системы обеспечения ГМП и начальной скорости скольжения дисков: — 120 рад/с; - - - 140 рад/с; - · - · - 160 рад/с

Давление в системе управления переключением передач после продолжительной эксплуатации снижается вследствие уменьшения подачи насоса или значительного износа колец в уплотнениях валов. Утечки рабочей жидкости приводят к тому, что ее давление в исполнительных цилиндрах будет значительно ниже, чем в системе. Коэффициент трения дисков фрикционов, как известно, также уменьшается во времени. Возникает опасность перегрузки фрикционов при более позднем замыкании и ухудшения качества работы ГМП на неустановившихся режимах. С другой стороны, при низких температурах окружающей среды давление p в главной магистрали также снижается или изменяется по некоторому закону. При этом (рис. 1) существенно возрастает энергонагруженность фрикционов, характеризуемая временем τ_6 буксования, максимальными тепловым потоком θ_{\max} , температурой $t_{\text{стmax}}$ в стальном и $t_{\text{мкmax}}$ в металлокерамическом дисках, превышающими допустимые значения температуры сгорания рабочей жидкости на поверхностях трения и материалов фрикционных элементов. При более низких значениях температуры повышается и динамическая нагруженность элементов трансмиссии. Так, при трогании автомобиля БелАЗ-7548 на I ступени и температуре рабочей жидкости в картере 80 и 40 °С увеличение динамического момента на карданном валу достигает соответственно 6 и 15 %.

Некоторые из указанных режимов работы ГМП предусмотрены руководством по эксплуатации автомобилей [2]. В частности, рекомендуется прогрев ГМП производить при включенных колесных тормозах и ускоряющей ступени КП с замыканием фрикциона и разгоном коленчатого вала двигателя до установленной частоты вращения. В этих условиях работа фрикциона затруднена, а при очень низких значениях температуры (-15 °С и ниже) его включение практически невозможно.

Для сравнительной оценки отмеченных режимов проведен комплекс расчетно-теоретических исследований, позволивший смоделировать на ЭВМ работу гидравлической системы управления переключением передач в ГМП, динамические и тепловые процессы, происходящие в фрикционах и элементах трансмиссий машин. Колебательное изменение усилия сжатия пакета дисков $F_{\text{сж}}$ считалось подчиняющимся гармоническому закону.

Установлено, что для машин всех типов в рассматриваемых режимах наблюдается рост динамической нагруженности элементов трансмиссии. Причем при увеличении частоты колебаний давления до 60 Гц и средней продолжительности буксования 0,6 с она возрастает в 2 раза, что особенно заметно на средне- и высокоскоростных режимах работы агрегата.

Высокая динамическая нагруженность элементов трансмиссии обусловлена существенной скоростью нарастания усилия сжатия пакета дисков и соответствующей скоростью нарастания нагрузок на упругие элементы. При резком снижении $F_{\text{сж}}$ сохраняется значительный момент трения фрикциона из-за большого коэффициента трения, являющегося функцией относительной скорости скольжения дисков, теплового потока на поверхностях трения и средней температуры поверхности стального диска. Поэтому трансмиссия не успевает реагировать на изменение $F_{\text{сж}}$. Происходит ступенчатый рост уровня нагрузок.

В целом при колебательном изменении усилия сжатия пакета дисков фрикциона ухудшение режима работы трансмиссии и ее элементов является типичным.

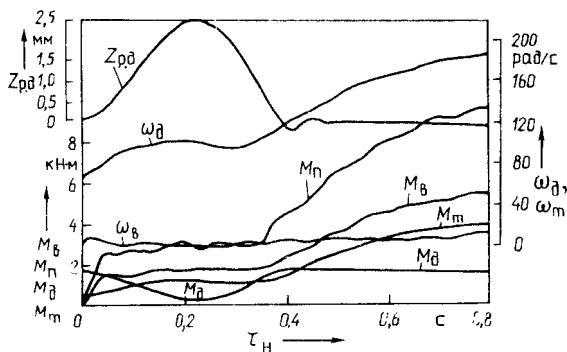


Рис. 2. Изменение параметров переходного процесса в трансмиссии автомобиля БелАЗ-548 при трогании его с места с включенным фрикционом (угол поворота рычага управления регулятором двигателя $\gamma = 10^\circ$): M_d, ω_d — крутящий момент на валу двигателя и угловая скорость его вращения; M_T — крутящий момент на турбинном колесе гидротрансформатора и угловая скорость вращения выходного вала ГМП

Другой режим — это трогание автомобиля с включенной передачей с выключением колесных тормозов и разгоном коленчатого вала двигателя с частоты вращения холостого хода. Подобный способ используется квалифицированными водителями (особенно аэродромных тягачей БелАЗ с серийной трехступенчатой ГМП), позволяет получить требуемую плавность трогания автомобиля и исключает вероятность "сгорания" фрикциона.

При моделировании режима учитывалась работа всережимного регулятора двигателя. Осциллограммы для переходного процесса приведены на рис. 2. Для оценки длительности процесса используется время нарастания динамического момента до максимума τ_H , практически совпадающее со временем буксования фрикционов.

Полученные результаты (табл. 1) свидетельствуют, что нагрузки на карданный вал $M_{вmax}$ и полуоси $M_{пmax}$ определяются временем воздействия водителя на рычаг регулятора τ_B (степенью равномерности подачи топлива в двигатель) и начальным положением $Z_{р.д}$ муфты всережимного регулятора. Увеличение этих показателей приводит к снижению динамических моментов на валах, но уровень последних ниже или соизмерим на низкоскоростных режимах с параметрами, обеспечиваемыми при программном включении передач. Кроме того, следует иметь в виду, что при очень плавной подаче топлива (τ_B свыше 3 с) и полной загрузке автомобиля двигатель заглохнет. Очевидно, что в качестве альтернативного режим возможен при наличии автоматического управления переключением передач.

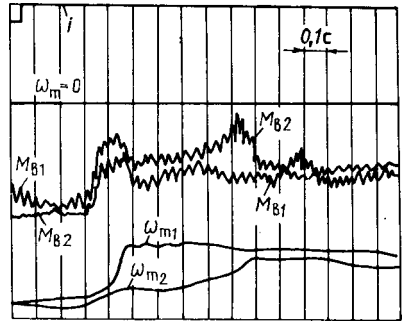
Неисправности системы управления ГМП редко, но все же приводят к включению передач в условиях блокировки тормоза-замедлителя или гидротрансформатора. В первом случае это равносильно увеличению момента со-

Табл. 1. Параметры переходных процессов при начальных значениях $\omega_d = 65 \text{ рад/с}$, $Z_{р.д} = 0$, $\gamma = 10^\circ$

$\tau_B, \text{с}$	$\tau_H, \text{с}$	$M_{вmax}, \text{кН}\cdot\text{м}$	$M_{пmax}, \text{кН}\cdot\text{м}$
0,5	0,924	5,86	9,96
2	1,306	5,79	9,88
3	1,588	3,87	6,72

Рис. 3. Осциллограммы, полученные при переключении передач с III на IV ступень в ГМП автомобиля БелАЗ при начальной угловой скорости вращения вала двигателя 190 рад/с:

i — линия фиксации включения ступени электромагнитом; ω_T — угловая скорость вращения турбинного колеса; индексы: 1 — при разблокированном гидротрансформаторе; 2 — при заблокированном



противления перемещению ведущей массы динамической системы. Этот момент при моделировании процесса принимали постоянным и максимальным, т.е. считали, что совместная работа замедлителя с фрикционом имеет место в условиях установившегося торможения (исследованы серийный тормоз-замедлитель автомобилей БелАЗ и двухполостная муфта с более высокой эффективностью работы). Оказалось, что при таком режиме повышение нагрузок на элементы трансмиссии тем больше, чем выше тормозной момент замедлителя. Так, в зависимости от типа применяемого механизма возможен рост пиковых крутящих моментов на 17–20 %. Причем наибольшее их увеличение соответствует нагрузкам на полуоси при средне- и высокоскоростных режимах. Однако оно сопровождается снижением (на 7–26 %) степени нагрева фрикционных элементов, которая выше при торможении двухполостной муфты-замедлителя и высокоскоростных режимах.

Заметим, что трогание с места автомобиля, загрузка которого на 2–5 т выше допустимой, в тяжелых дорожных условиях (коэффициент сопротивления движению до 0,4) сопровождается аналогичными явлениями. Поскольку трогание осуществляется на высокоскоростных режимах, наблюдается значительное (почти в 2 раза) увеличение динамического момента на полуосях автомобиля. Переходный процесс в ГМП сопровождается ростом степени нагрева (на 5 %) фрикционных дисков. На низших скоростных режимах, несмотря на замыкание фрикционов, разгона машины не наблюдалось. Двигатель работал устойчиво за счет проскальзывания гидротрансформатора.

Исследования показали, что в моделях подобных режимов можно учитывать бесконечные значения сопротивления движению или поступательно движущейся массы автомобиля, что равносильно троганию автомобиля при включенных тормозах. Этот режим, как наиболее тяжелый, достаточно часто имеет место в натуральных экспериментах.

Таким же сложным и тяжелым является режим включения передач при заблокированном гидротрансформаторе (рис. 3), который характеризуется ухудшением всех критериев качества процесса — повышением динамических нагрузок в трансмиссии в 1,2–2,3 раза, а степени нагрева дисков фрикционов в 1,2–2 раза.

Итак, возникающие при переключении ступеней передач “нетипичные” режимы с точки зрения динамической и тепловой нагруженности элементов являются весьма опасными и их необходимо учитывать при проектировании ГМП. Другие режимы, такие, как трогание автомобиля с выключенным фрик-

ционом, не связаны с ухудшением оценочных показателей переходных процессов. При этом рациональное управление ГМП может быть достигнуто только с помощью системы автоматизированного переключения передач.

Список литературы

1. Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Энергонагруженность трансмиссий с многоскоростными ГМП / Автомоб. пром-сть. 1987. № 12. 2. Автомобили БелАЗ. Руководство по эксплуатации. Мн., 1985.

УДК 629.113

А.И. ГРИШКЕВИЧ, д-р. техн. наук,
САЛМАН АБЕИД (БПИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

В общем случае криволинейного движения автомобиля расчетные параметры траектории существенно зависят от характеристик увода шин. Наиболее часто при расчетах боковую силу и увод автомобильного колеса связывают экспериментальными зависимостями. Для определенной шины соотношения между углом увода и действующей на колесо боковой силой зависят от многих факторов: нормальных реакций дороги, давления воздуха в шине, состояния дорожного покрытия, окружной силы на колесе и др. Поэтому непосредственно использовать экспериментальные зависимости можно только при наличии большого объема опытных данных. Более эффективным методом исследования криволинейного движения автомобиля является метод, основанный на нелинейной теории увода колеса, разработанной Д.А. Антоновым.

Будем рассматривать, как это обычно принято, движение автомобиля, имеющего n колес, в неподвижной XOY и подвижной xoy системах координат. Начало подвижной системы координат расположено в центре масс автомобиля, ось x направлена вдоль продольной оси автомобиля, а ось y — перпендикулярно к ней (рис. 1). Центр контактной площадки колеса с номером i имеет координаты x_i, y_i , а плоскость колеса составляет с продольной осью автомобиля угол θ_i .

Движение автомобиля описывается системой трех дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} m_a a_x + \sum_{i=1}^n R_{xi} &= 0; \\ m_a a_y + \sum_{i=1}^n R_{yi} &= 0; \\ I_a \omega_a + \sum_{i=1}^n M_{(x,y)i} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_a, I_a — масса и момент инерции автомобиля относительно вертикальной

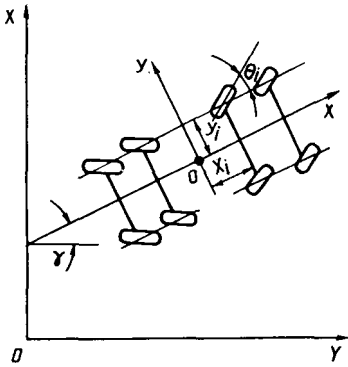


Рис. 1. Система координат

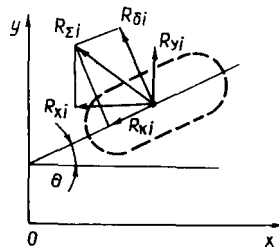


Рис. 2. Составляющие реакции опорной поверхности

оси, проходящей через центр масс; a_x, a_y, ω_a — линейное ускорение автомобиля соответственно вдоль осей x, y и угловое относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс; $R_{xi}, R_{yi}, M_{(x,y)i}$ — реакции опорной поверхности, направленные вдоль осей x и y , и их моменты относительно центра масс автомобиля.

Известно [2], что ускорения центра масс автомобиля и его угловая скорость связаны соотношениями (рис. 2)

$$a_x = \frac{dv_x}{dt} - \omega_a v_y; \quad a_y = \frac{dv_y}{dt} - \omega_a v_x,$$

а составляющие R_{xi} и R_{yi} , суммарной реакции дороги R_{zi} с боковыми и продольными реакциями — соотношениями

$$R_{xi} = R_{\kappa i} \cos \theta_i - R_{\delta i} \sin \theta_i; \quad R_{yi} = R_{\kappa i} \sin \theta_i + R_{\delta i} \cos \theta_i;$$

$$R_{zi} = \sqrt{R_{xi}^2 + R_{yi}^2}; \quad R_{zi} = \sqrt{R_{\kappa i}^2 + R_{\delta i}^2}; \quad R_{zi} \leq \varphi R_{zi}.$$

Направление суммарной реакции R_{zi} противоположно направлению скорости точки колеса, расположенной в центре его контактной площадки. Значение этой скорости и ее направление могут быть найдены по значениям составляющих

$$v_{\kappa xi} = v_x - y_i \omega_a; \quad v_{\kappa yi} = v_y - x_i \omega_a.$$

Проекции вектора скорости колеса на плоскость его вращения $v_{\theta i}$ и перпендикулярную к ней $v_{\delta i}$:

$$v_{\theta i} = v_{\kappa xi} \cos \theta_i + v_{\kappa yi} \sin \theta_i; \quad v_{\delta i} = v_{\kappa yi} \cos \theta_i - v_{\kappa xi} \sin \theta_i.$$

Угол бокового увода колеса определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \delta_i = v_{\delta i} / v_{\theta i}.$$

При анализе криволинейного движения автомобиля силы, действующие в плоскости колес, обычно известны. Это окружные силы на ведущих колесах и силы сопротивления качению в случае изучения движения автомобиля в тяговом или свободном режиме, тормозные силы и силы сопротивления качению при движении автомобиля в тормозном режиме.

Боковую силу $F_{\delta i}$, действующую на колесо, согласно нелинейной теории его бокового увода, определяют по выражению

$$F_{\delta i} = k_{y_i} (\delta_i - \chi_i / k_{\chi}),$$

где k_{y_i} — коэффициент сопротивления боковому уводу колеса: $k_{y_i} = k_{y_{03}} q$; $k_{y_{03}}$ — наибольшее (экстремальное) значение коэффициента сопротивления боковому уводу вертикально установленного колеса, кН/рад; q — общая функция коррекции; χ_i — угол отклонения плоскости колеса от вертикали, рад; k_{χ} — коэффициент сопротивления уводу колеса, обусловленного его наклоном: $k_{\chi} = 4-6$.

Общая функция коррекции, описывающая нелинейные характеристики процесса увода колеса, представляет собой произведение частных функций и коэффициентов коррекции:

$$q = q_{\varphi} q_z q_{\chi} q_{\psi} q_{\text{гр}} q_{\text{н}} q_{\text{нн}} q_q.$$

Здесь частные функции коррекции учитывают нелинейный характер зависимости боковой силы от угла увода колеса и изменение коэффициента сцепления в продольном направлении (q_{φ}); изменение нормальной реакции (q_z); изменение продольной реакции (q_{χ}); отклонение давления воздуха в шине от номинального (q_{ψ}); деформируемость грунта ($q_{\text{гр}}$); неровности опорной поверхности (q_q); степень нелинейности начального участка зависимости боковой силы от угла увода колеса ($q_{\text{н}}$); влияние неустановившегося увода ($q_{\text{нн}}$).

Если рассматривать движение по твердой, ровной опорной поверхности колеса при номинальном давлении воздуха в шине, общая функция коррекции будет зависеть главным образом от трех частных функций q_{φ} , q_{χ} , q_z .

Ниже приведены эмпирические формулы, позволяющие по известным конструктивным параметрам шин и эксплуатационным условиям движения определить коэффициент сопротивления уводу колес [1].

Конструктивные коэффициенты:

$$k_{y_{03}} = 1000 \frac{n_{\text{сн}}}{n_{\text{сн}} + 10} DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{6,2}{d^3 (n_{\text{сн}} + 8)} \left(\frac{DHB}{(D^2 - d^2)d} \right)^2 p_{\psi};$$

$$R_{z_{\psi.ш}} = R_{z_{\text{ном}}} - 0,0726 \left(\frac{HD}{B} (D^2 - d^2) \right)^2 \left(\frac{d}{B} \right)^5 \frac{n_{\text{сн}} + 8}{n_{\text{сн}}} H_{\chi}$$

$$\times (3,75R_{z\text{ном}} + 15 - 1000 \frac{n_{\text{сн}}}{n_{\text{сн}} + 10} DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{0,45H}{n_{\text{сн}} B} \left(\frac{HD}{B}\right)^4 \rho_{\text{ш}});$$

$$R_{z\text{э}} = \max R_{z\text{э.ш}} = f(\rho_{\text{ш}}),$$

где $n_{\text{сн}}$ — число слоев корда; D — наружный диаметр шины, м; d — посадочный диаметр обода колеса, м; B — ширина профиля шины, м; H — высота профиля шины, м; $\rho_{\text{ш}}$ — давление воздуха в шине, кПа; $R_{z\text{ном}}$ — номинальная нагрузка на шину.

Коэффициенты коррекции:

$$q_z = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{z\text{э}}}{R_{z\text{э}}}\right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{z\text{э}}}{R_{z\text{э}}}\right)^3 - 0,1 \frac{\Delta R_{z\text{э}}}{R_{z\text{э}}} -$$

$$- 0,1 \frac{\Delta R_{z\text{э}}}{R_{z\text{э}}} \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{z\text{э}}}{R_{z\text{э}}};$$

$$\Delta R_{z\text{э}} = R_z - R_{z\text{э}};$$

$$q_\varphi = \frac{\operatorname{arctg}(q_z k_{y0\text{э}} \pi (|\delta| - 0,03\varphi_y) / (2\varphi_y R_z))}{q_z k_{y0\text{э}} \pi (|\delta| - 0,03\varphi_y) / (2\varphi_y R_z)};$$

$$q_x = \begin{cases} A & \text{при } a_{xi} < 0,5, \\ A + C & \text{при } a_{xi} \geq 0,5; \end{cases}$$

$$a_{xi} = R_{xi} / (\varphi_x R_{zi});$$

$$A = \frac{\sqrt{1 - a_x^2}}{1 + 3(1 - |a_x|) (R_z / (I_{\text{к ш у}}) \rho (1 - R_y / R_{\text{пр}}) R_x / R_z)};$$

$$C = 4\varphi_x R_z (0,5 + a_x)^2 / (q_z k_{y0\text{э}});$$

$$\frac{R_z}{I_{\text{к ш у}}} = \frac{8H(d+H)}{Bdn_{\text{сн}}} \left(0,04 + \left(\frac{1}{0,8\rho_{\text{ш}}/\rho_{\text{ш0}} + 1} - 0,04\right) \times\right.$$

$$\left. \times \left(0,8 \frac{R_z}{R_{z\text{ном}}} - 0,1\right)\right);$$

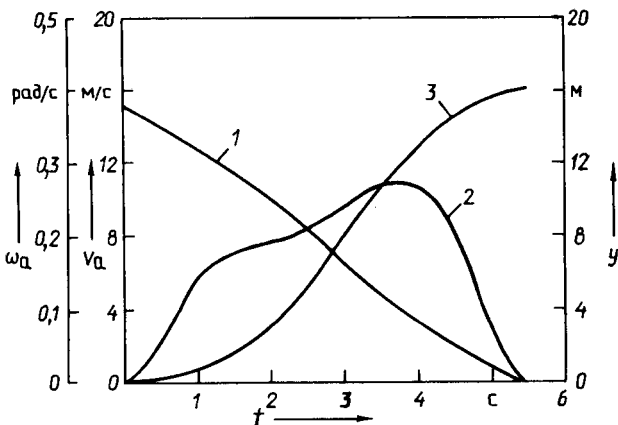


Рис. 3. Параметры движения автомобиля по дороге с различными значениями коэффициента сцепления по бортам автомобиля (режим торможения):

1 — скорость движения в продольном направлении v_a ; 2 — угловая скорость автомобиля ω_a ; 3 — поперечное смещение центра масс y

$$\rho = \frac{44(|\delta| + 0,05)(I + 0,7)}{(3 + \rho_{ш} / \rho_{ш\text{ном}})(0,4 + |a_x|)}$$

где R_z — действительная нагрузка на шину, кН; φ_y — значение коэффициента сцепления в боковом направлении при нагрузке на колесо R_{z3} ; φ_x — максимальное значение коэффициента сцепления в продольном направлении при отсутствии боковой силы; $c_{шy}$ — коэффициент жесткости шины в боковом направлении, кН/м; I — степень изношенности шины: $I = h/h_0$; h ; h_0 — высота протектора соответственно эксплуатирующейся и новой шин.

При продольных и поперечных ускорениях автомобиля в процессе криволинейного движения происходит изменение нормальных реакций и крен кузова. Последний вызывает отклонение плоскости колеса от вертикали на угол χ и относительно продольно-вертикальной плоскости на угол θ . Зависимости углов χ и θ от угла крена кузова определяются кинематикой подвески. Обычно углы χ и θ небольшие и могут быть аппроксимированы выражениями вида

$$\theta = \beta_\theta \lambda; \quad \chi = \beta_\chi \lambda,$$

где β_θ , β_χ — постоянные коэффициенты, определяемые экспериментально или расчетным путем по технической документации.

Угол крена кузова зависит от бокового ускорения и конструктивных параметров автомобиля:

$$\chi = a_y / (c_\lambda / (m_\kappa h_\lambda) - g),$$

где c_λ — угловая жесткость подвески; h_λ — плечо крена; m_k — подрессоренная масса.

Методика расчета нормальных реакций дороги при переменных продольных и поперечных ускорениях автомобиля приведена в [2]. Там же даны рекомендации по определению углов крена и угловой жесткости подвески.

В результате расчета получают параметры, характеризующие режим автомобиля. Чтобы их найти, осуществляют интегрирование уравнений (1). При определении характеристик движения автомобиля в неподвижной системе координат используют проекции вектора скорости центра масс автомобиля на эти оси координат

$$v_{X'} = v_x \cos \gamma - v_y \sin \gamma; \quad v_{Y'} = v_x \sin \gamma + v_y \cos \gamma.$$

Радиус кривизны траектории движения автомобиля $R = v_{X'}/\omega_{\text{в}}$.

На рис. 3 в качестве примера показаны результаты расчета параметров движения грузового автомобиля при различных режимах торможения.

Таким образом, разработанная математическая модель учитывает основные параметры автомобиля, влияющие на его управляемость и устойчивость при криволинейном движении. Модель может быть использована для анализа движения автомобилей и в других условиях: по заданной траектории, при прямолинейном движении в случае действия случайных и неслучайных боковых сил, при торможении.

Список литературы

1. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многосных автомобилей. М., 1984.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. Мн., 1986.

УДК 629.114.585

Д.В.РОЖАНСКИЙ, канд. техн. наук (БПИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТРОГАНИЯ АВТОМОБИЛЯ С МЕСТА В АВТОМАТИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

При разработке систем автоматического управления (САУ) автомобилями важная роль на этапе теоретических исследований отводится математическому моделированию, которое позволяет с помощью ЭВМ имитировать различные режимы работы САУ. Математическое описание процесса трогания автомобиля с места в автоматическом режиме должно 1) учитывать случаи трогания автомобиля с места на подъеме и спуске; 2) моделировать процесс торможения автомобиля вплоть до полной его остановки; 3) для автомобилей с дизельным двигателем моделировать работу всережимного регулятора; 4) соответствовать заданным алгоритмам процессов включения и выключения сцепления; 5) учитывать возможность буксования ведущих колес; 6) предусматривать изменение входных воздействий на динамическую систему, зависящих от водителя и дорожных условий.

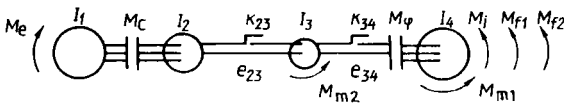


Рис. 1. Расчетная динамическая система

Для моделирования трогания с места автомобиля с колесной формулой 4x2 использована четырехмассовая динамическая система (рис. 1). Приведенные к первичному валу коробки передач (КП) моменты инерции масс динамической системы: I_1 — подвижных деталей двигателя и ведущей части сцепления; I_2 — ведомой части сцепления и деталей трансмиссии; I_3 — ведущих колес; I_4 — маховика, масса которого эквивалентна массе поступательно движущихся элементов автомобиля. Приведенные к первичному валу КП податливости упругих звеньев и коэффициенты демпфирования в них: e_{23} , k_{23} — деталей коробки передач, карданной передачи и полуосей; e_{34} , k_{34} — шин ведущих колес.

К массе с моментом инерции I_1 приложен крутящий момент M_e от двигателя, определяемый в зависимости от положения рейки топливного насоса. Массы, имеющие моменты инерции I_2 и I_1 , связаны фрикционным сцеплением с моментом трения M_c . На массу с моментом инерции I_3 действует крутящий момент M_{T2} , равный приведенному к первичному валу КП тормозному моменту на ведущих колесах. Крутящий момент упругого звена с податливостью e_{34} ограничивается предельным моментом по сцеплению ведущих колес с дорогой M_φ . На массу с моментом инерции I_4 действуют следующие приведенные к первичному валу КП крутящие моменты: M_{f1} — тормозной момент на передних колесах; M_j — момент сопротивления подъему автомобиля; M_{f1} — момент сопротивления качению передних колес; M_{f2} — момент сопротивления качению ведущих колес.

Движение масс рассматриваемой динамической системы и муфты всережимного регулятора дизельного двигателя описывается соответствующими дифференциальными уравнениями [1, 2].

Тормозные моменты вычисляют по заданному значению удельной тормозной силы исходя из характера распределения на мосты сцепного веса. Текущее значение момента сопротивления качению определяют с учетом скорости вращения колеса. Приведенный момент сопротивления качению ведущих колес M_{f2} можно вычислить по угловой скорости движения массы с моментом инерции I_3 :

$$M_{f1} = \begin{cases} M_{f1}^0 & \text{при } |\omega_4| > \omega_f, \\ M_{f1}^0 \frac{\omega_4}{\omega_f} & \text{при } |\omega_4| \leq \omega_f; \end{cases}$$

$$M_{f2} = \begin{cases} M_{f2}^0 & \text{при } |\omega_3| > \omega_f, \\ M_{f2}^0 \frac{\omega_3}{\omega_f} & \text{при } |\omega_3| \leq \omega_f, \end{cases}$$

где ω_f – минимальная угловая скорость, соответствующая заданному моменту сопротивления качению M_f^0 .

Распределение нагрузки на мосты автомобиля определяется с учетом его загрузки, сил инерции и сопротивления движению.

Алгоритм предусматривает проверку условий блокировки и разблокировки сцепления. Угловая скорость ω_3 , соответствующая скорости вращения ведущих колес, определяется с учетом возможности их буксования и скольжения в заблокированном состоянии. Угловая скорость массы с моментом инерции I_4 может снизиться до нуля в случае остановки автомобиля при торможении, в результате буксования ведущих колес и вследствие размыкания сцепления. Указанные ситуации анализируются в модели путем проверки соответствующих логических условий.

Содержание блоков в алгоритме моделирования (рис. 2) расшифровывается следующим образом.

1. Задание начальных условий.

Возможны два исходных состояния к моменту начала моделирования: скорость автомобиля равна нулю или больше нуля.

В первом случае задают начальную угловую скорость движения массы с моментом инерции I_1 , соответствующую начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Угловые скорости остальных масс и крутящие моменты в других звеньях приравниваются к нулю. Если при этом автомобиль заторможен на уклоне и сцепление колес с дорогой достаточно для предотвращения сползания автомобиля, по заданному значению удельной тормозной силы рассчитывают тормозные моменты $M_{т1}$, $M_{т2}$ и крутящий момент $M_{з4}$, соответствующий начальной тангенциальной деформации шин ведущих колес.

Во втором случае задают начальную скорость движения автомобиля, в соответствии с которой вычисляют одинаковое для всех масс динамической системы значение угловой скорости. Крутящие моменты в упругих звеньях определяют по действующим внешним моментам M_r , M_{f1} и M_{f2} . Проверяют возможность реализации требуемого крутящего момента по условиям сцепления колес с дорогой. В случае движения автомобиля вниз по склону рассчитывают необходимые тормозные моменты и, если сцепление достаточно для их реализации, вычисляют соответствующее значение удельной тормозной силы.

После определения для указанных исходных состояний системы угловых скоростей масс и крутящих моментов в упругих звеньях находят требуемый крутящий момент на валу двигателя. Если он не превышает крутящего момента по внешней скоростной характеристике двигателя при заданной скорости движения, рассчитывают соответствующее перемещение педали подачи топлива.

2 (8, 10). Проверка состояния контроллера ($J \neq 0$ – контроллер включен, $J = 0$ – выключен).

3. Проверка необходимости выключения сцепления (v_{\min} – пороговая скорость, соответствующая моменту подачи команды на выключение сцепления; v_k – линейная скорость перемещения центра ведущего колеса, вычисленная по его угловой скорости).

4. Проверка условия выключения сцепления.

5 (12, 19). Обращение к подпрограмме моделирования движения динамической системы.

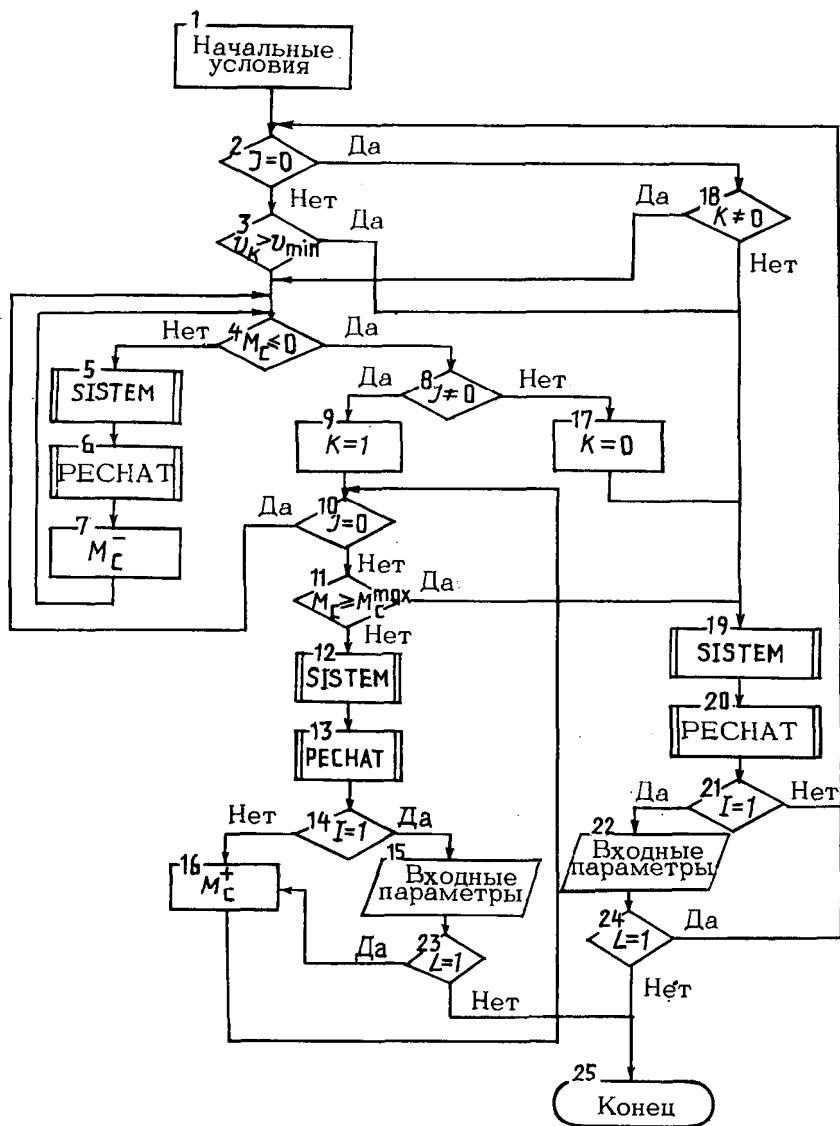


Рис. 2. Схема алгоритма моделирования

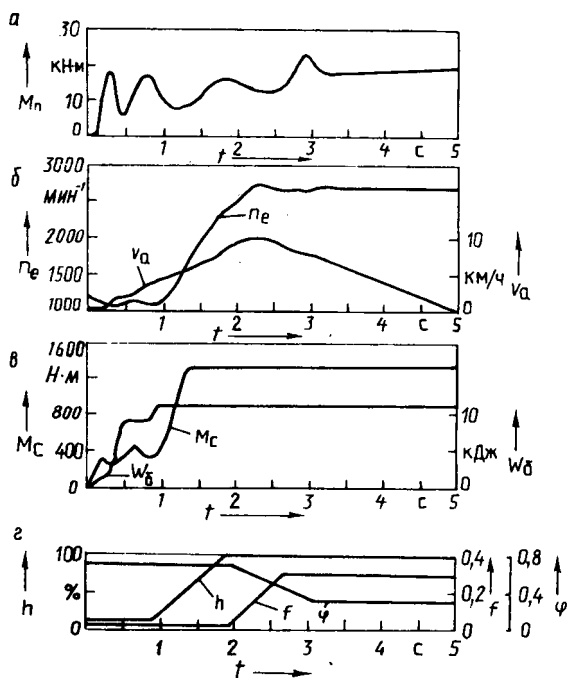
6 (13, 20). Обращение к подпрограмме: вывода результатов на печать.

7. Расчет момента трения в сцеплении при его выключении.

9 (17). Присвоение признака состояния КП ($K = 1$ – передача включена, $K = 0$ – выключена).

11. Проверка условия окончания процесса включения сцепления (M_c^{\max} – максимальный статический момент трения в сцеплении).

Рис. 3. Результаты моделирования движения автомобиля



- 14 (21). Проверка необходимости изменения входных параметров.
- 15 (22). Изменение входных параметров.
16. Расчет момента трения в сцеплении при его включении.
18. Проверка признака состояния КП.
- 23 (24). Проверка признака окончания расчета.
25. Окончание расчета.

Алгоритм включает три цикла: выключения сцепления (блоки 4–7); включения сцепления (блоки 10–16); фиксированного состояния сцепления (блоки 2 (3), 18–22). Порядок перехода от одного цикла к другому определяется соответствующими логическими условиями. В каждом из трех указанных циклов производится обращение к подпрограмме SYSTEM, которая выполняет интегрирование дифференциальных уравнений движения динамической системы. В циклах включения и фиксированного состояния сцепления предусмотрена возможность изменения ряда входных параметров, определяющих внешние воздействия на динамическую систему, непосредственно с пульта оператора ЭВМ в процессе решения задачи. К таким переменным входным параметрам относятся состояние контроллера, положение педали подачи топлива, удельная тормозная сила, коэффициент сопротивления качению, продольный уклон дороги, коэффициент сцепления колес с дорогой.

Расчет текущих значений указанных параметров проводится следующим образом. Задают очередное значение изменяемого параметра и время (или отрезок пути), за которое требуемое значение должно быть достигнуто. По специальной подпрограмме определяется темп линейного изменения принятого

параметра и на каждом шаге интегрирования вычисляется его текущее значение. Положение педали подачи топлива и удельная тормозная сила изменяются во времени, для остальных параметров аргументом является пройденный автомобилем путь.

В качестве примера использования разработанной математической модели на рис. 3 представлены результаты моделирования процесса трогания с места в автоматическом режиме на первой передаче КП автомобиля полной массой 19 т с дизельным двигателем мощностью 154 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2600 мин^{-1} (M_n — крутящий момент на полуосях; n_e — частота вращения коленчатого вала двигателя; v_a — скорость автомобиля; M_c — момент трения в сцеплении; W_b — работа буксования сцепления; h — относительное перемещение педали подачи топлива; φ — коэффициент сцепления колес с дорогой).

Предлагаемая математическая модель позволяет воспроизводить ряд специальных режимов движения автомобиля и дает возможность изменять входные воздействия на динамическую систему непосредственно в процессе моделирования.

Список литературы

1. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля / Под ред. А.И.Гришкевича. Мн., 1978. 2. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / Под ред. А.И.Гришкевича. Мн., 1985.

УДК 629.113.073

Р.Г.ТЕДОРДЗЕ, канд. техн. наук (БПИ)

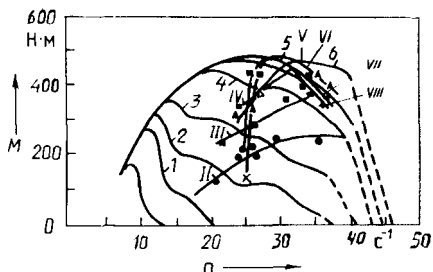
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

При рассмотрении процесса разгона автомобиля полагают, что его двигатель работает при нагрузках, составляющих 80–90 % от максимальных, и используют соответствующие характеристики двигателя. Такой подход обуславливает значительные погрешности оценки влияния параметров двигателя и трансмиссии на эффективность работы автотранспортных средств (АТС). По экспериментальным данным продолжительность работы двигателя на неустановившихся режимах составляет: в условиях городского движения — 70–80 % от общей продолжительности работы АТС, при движении по магистральным дорогам со средней интенсивностью транспортного потока — 35–40 %. Начало разгона АТС соответствует средним нагрузкам двигателя, а окончание в большинстве случаев — полным.

Режимы работы двигателя при разгоне АТС с переключением передач КП определяются также передаточными числами ступеней КП, количеством последних, режимами переключения передач. При соответствующем сочетании параметров КП, моментов переключений ее ступеней с режимами работы двигателя можно повысить эффективные показатели работы двигателя и АТС в целом.

Рис. 1. Частичные характеристики двигателя ЯМЗ-642:

1 — при 20 %-й нагрузке; 2 — 40 %-й; 3 — 60 %-й; 4 — 80 %-й; 5 — 90 %-й; 6 — 100 %-й; II—VIII — изменение крутящего момента на валу двигателя в зависимости от частоты его вращения и номера передачи КП при разгоне автомобиля КАЗ-4540



Процесс разгона автомобиля зависит от характера изменения положения органа управления подачей (ОУП) горючей смеси или топлива в двигатель. При медленном перемещении ОУП значения эффективных показателей работы двигателя приближаются к их значениям при установившихся режимах. Однако в этом случае процесс разгона автомобиля достаточно длительный.

Разгон автомобиля происходит медленно (с задержкой) и при резком перемещении ОУП. Это в меньшей степени проявляется при разгоне автомобиля с дизельным двигателем.

Исследования, при которых регистрировались перемещение ОУП двигателя и параметры разгона автомобилей ГАЗ-24, ЗИЛ-130 и КАЗ-4540, показали, что наиболее интенсивный разгон автомобиля наблюдается при 30–90 %-й нагрузке двигателя (она возрастала в среднем на 10 % за каждые 0,2–0,3 с для ГАЗ-24 и 0,4–0,5 с для ЗИЛ-130 и КАЗ-4540).

Для оценки влияния параметров двигателя и трансмиссии автомобиля на эффективные показатели работы последнего при разгоне предложен расчетный метод определения параметров, характеризующих работу двигателя и трансмиссии в процессе разгона автомобиля с учетом работы двигателя на переменных режимах. В модели переход с одной частичной характеристики двигателя на другую следующий: в легковых автомобилях нагрузка двигателя изменяется на 10 % через промежуток времени 0,25 с, в грузовых — 0,4–0,5 с (нижний предел для дизельных, верхний — для карбюраторных двигателей).

По экспериментальным данным на ЭВМ рассчитывают коэффициенты уравнений, описывающих частичные характеристики двигателя, используемые в модели для определения крутящего момента на валу двигателя при разгоне автомобиля. Одновременно находят текущие значения мощности двигателя и скорости автомобиля. В модели учитываются конструктивные параметры автомобиля, определяющие силы сопротивления его движению.

В результате расчета определяют мгновенные значения частоты вращения коленчатого вала, крутящего момента, мощности, удельного расхода топлива в двигателе и скорости автомобиля, ступень КП, путь и время разгона. Полученные данные позволяют рассчитать путевой расход топлива при разгоне автомобиля.

Моделирование движения автомобиля ЗИЛ-130 показывает достаточную для инженерных расчетов сходимость экспериментальных и теоретических данных. В частности, установлено, что при разгоне на I–III передачах КП двигатель автомобиля ЗИЛ-130 работает с 40–90 %-й нагрузкой, а при разгоне на IV и V передачах КП — 90–100 %-й. Частота вращения коленчатого вала двигателя n в момент переключения передач с первой на вторую и со второй

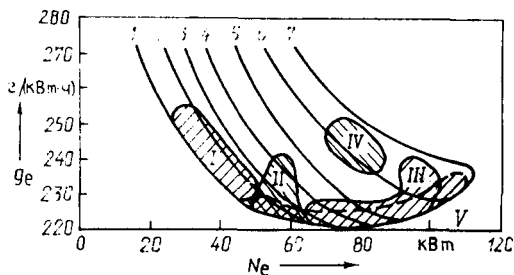


Рис. 2. Нагрузочные характеристики двигателя ЯМЗ-642:

1 — при $n = 20 \text{ с}^{-1}$; 2 — $n = 2,67 \text{ с}^{-1}$; 3 — $n = 30 \text{ с}^{-1}$; 4 — $n = 33,3 \text{ с}^{-1}$; 5 — $n = 36,7 \text{ с}^{-1}$; 6 — $n = 40 \text{ с}^{-1}$; 7 — $n = 43,3 \text{ с}^{-1}$; I — зона режимов работы двигателя при разгоне автомобиля на I передаче КП; II — на II передаче и в момент переключения ступени в КП; III — на III–V и частично VII и VIII передачах; IV — на VIII и частично VII передачах; V — с рекомендуемыми передаточными числами КП

на третью составляет $20\text{--}21 \text{ с}^{-1}$ ($1200\text{--}1300 \text{ мин}^{-1}$), с третьей на четвертую и с четвертой на пятую — порядка 25 с^{-1} (1500 мин^{-1}).

Исследованы тягово-скоростные качества и технико-экономические показатели автомобиля КАЗ-4540 при его работе в транспортном режиме. Этот транспортно-технологический автомобиль с колесной формулой 4x4 предназначен для эксплуатации на сельских дорогах и для перевозок грузов по дорогам общего пользования. Опыт эксплуатации указанных автомобилей на магистральных дорогах говорит о том, что их скоростные качества и топливная экономичность не соответствуют предъявляемым требованиям.

Приведенные на рис. 1 графики показывают, что двигатель автомобиля КАЗ-4540 после переключения передач работает при средних нагрузках и частотах вращения. С точки зрения расхода топлива такие режимы близки к экономичным, однако вследствие низких интенсивности разгона автомобиля и скорости его движения путевой расход топлива значителен.

По достижении максимального крутящего момента на валу двигателя частота вращения коленчатого вала возрастает, а развиваемая двигателем мощность уменьшается. Это приводит к повышению удельного и путевого расходов топлива.

Максимальная скорость автомобиля при разгоне на соответствующей передаче $v_2 = 2,6 \text{ м/с}$; $v_3 = 3,75 \text{ м/с}$; $v_4 = 5,2 \text{ м/с}$; $v_5 = 7,3 \text{ м/с}$; $v_6 = 9,6 \text{ м/с}$; $v_7 = 13,1 \text{ м/с}$; $v_8 = 18,05 \text{ м/с}$. При движении с прицепом $v_{\text{max}} = 16 \text{ м/с}$. Низкие скорости движения автомобиля КАЗ-4540 при высоких запасах тяговых усилий обуславливают существенный рост путевого расхода топлива. Реальный расход его составляет 37–38 л на 100 км пробега для автопоездов и 27–28 л для одиночного автомобиля, а нормативный — соответственно 27–28 и 24 — 25 л. Осуществлен поиск значений передаточных чисел трансмиссии автомобиля КАЗ-4540, которые обеспечивают работу двигателя на экономичных режимах (зона V на рис. 2). Скорректированные в результате поиска передаточные числа трансмиссии: $u_1 = 70,06$; $u_2 = 45,00$; $u_3 = 28,71$; $u_4 = 21,20$; $u_5 = 15,69$; $u_6 = 11,60$; $u_7 = 8,70$; $u_8 = 6,32$.

Предлагаемым расчетным методом можно получить достоверные данные для оценки эффективности работы автомобиля в режиме разгона.

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ ОТ ПРОГРАММЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БЛОКИРОВКОЙ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

С повышением энергонасыщенности тягово-транспортных машин и увеличением средних скоростей их движения возрастает актуальность решения задачи оптимального управления режимами работы двигателя и гидромеханической трансмиссии (ГМТ). Необоснованный выбор характеристик управления приводит к недоиспользованию потенциальных возможностей машин. Решение указанной задачи невозможно без создания системы автоматического управления (САУ) режимами работы двигателя и ГМТ. Первым шагом в этом направлении является создание САУ блокировкой гидротрансформатора (ГТ). Она применяется во многих серийно выпускаемых отечественных машинах.

Одним из классификационных признаков САУ является количество используемых информационных переменных. Соответственно различают одно-, двух- и многомерные САУ. Существующие САУ блокировкой ГТ отличаются большим разнообразием используемых информационных переменных и программ. В автомобилях МАЗ-7310 и ЛАЗ-4202 использованы двухмерные САУ, осуществляющие блокировку ГТ в зависимости от положения педали акселератора γ и угловой скорости вращения турбинного вала ГТ ω_T , в автомобиле БелАЗ-7548 — одномерная с информационной переменной ω_T . Применяют также САУ блокировкой ГТ, в которой информационной переменной является передаточное отношение ГТ $i_{Т.н}$. Для определения $i_{Т.н}$ измеряют угловые скорости вращения насосного и турбинного колес ГТ, которые после блокировки ГТ одинаковы. Таким образом, САУ на режиме блокировки двухмерная, а на режиме разблокировки — одномерная. Иногда вместо $i_{Т.н}$ используют разность давлений на входе и выходе ГТ (МоАЗ-6401).

Чем меньше число информационных переменных, тем проще конструкция САУ. Однако с упрощением САУ может снижаться эффективность автоматизации управления блокировкой ГТ. Поэтому возникает необходимость проведения исследований по оценке эффективности различных программ автоматического управления блокировкой ГТ и используемых при их реализации различных сочетаний информационных переменных.

Исследование проводилось для тягово-транспортной машины полной массой 25 т, удельной мощностью 12 кВт/т, с дизельным двигателем и гидромеханической трансмиссией, в которой переключение передач и блокировка ГТ производятся с помощью фрикционных элементов. Предполагалось, что САУ блокировкой ГТ способна реализовать различные программы. Разработанная имитационная математическая модель машины учитывает характеристики дви-

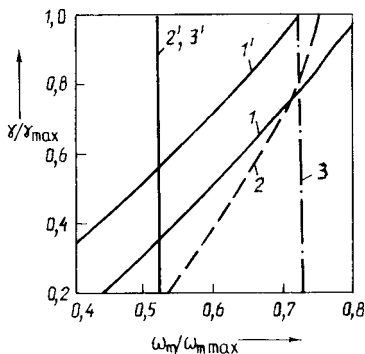


Рис. 1. Программы управления блокировкой ГТ

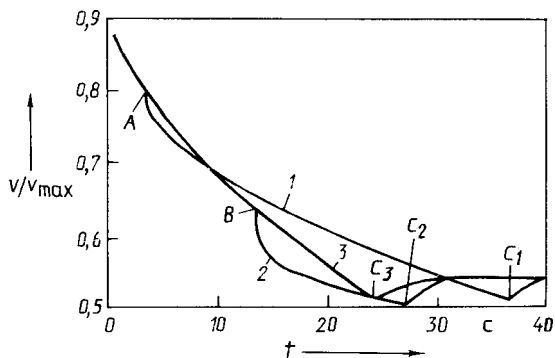
гателя по крутящему моменту и часовому расходу топлива, безразмерные характеристики ГТ, параметры трансмиссии и ходовой части, инерционные свойства динамической системы машины, а также характеристики внешней среды и режимов движения. С помощью математической модели изучались процессы разгона и движения машины в различных дорожных условиях.

Известно, что машины с ГМТ обычно имеют худшие показатели топливной экономичности, чем машины с механическими трансмиссиями. Поэтому положительные свойства ГТ рационально использовать на режиме разгона машины и при движении ее в тяжелых дорожных условиях, а на установившихся режимах в обычных условиях движения ГТ необходимо блокировать. Однако для многих машин на неустановившиеся режимы приходится значительная доля времени их движения.

В процессе разгона машины достигается заданная скорость ее движения. Разгон можно провести с наилучшей динамикой или с максимальной топливной экономичностью. При разгоне с наилучшей динамикой критерием оптимальности является время достижения заданной скорости движения, при разгоне с максимальной топливной экономичностью — расход топлива на пути разгона. Это интегральный критерий, учитывающий как мгновенный расход топлива, так и время разгона.

На рис. 1 законы блокировки ГТ построены в поле информационных переменных γ , ω_T . Линии 1–3 соответствуют условиям блокировки ГТ при разгоне машины, а 1' и 2' — разблокировки ГТ при замедлении. Первая программа управления (линия 1), относящаяся к двумерной САУ, построена расчетным путем с помощью математической модели машины с ГМТ. При этом использованы методы планирования эксперимента. Закон блокировки ГТ, оптимальный по динамическим качествам процесса разгона машины, определен при положении педали, соответствующем $\gamma = (0,9 \dots 1,0) \gamma_{\max}$, а оптимальный по экономичности разгона — при промежуточных положениях педали акселератора ($\gamma = (0,1 \dots 0,8) \gamma_{\max}$, где γ_{\max} — положение педали акселератора при максимальной скорости вращения вала двигателя), Условие $\gamma = (0,8 \dots 0,9) \gamma_{\max}$ соответствует зоне перехода от разгона машины, оптимального по экономическим показателям, к оптимальному по динамическим качествам. Закон блокировки в этой зоне найден путем сглаживания обеих оптимальных кривых.

Рис. 2. Замедление машины в тяжелых дорожных условиях ($\psi = 0,15$)



Во второй программе в качестве информационной переменной используется $i_{Т.Н}$. Блокировка ГТ осуществляется в момент перехода его в режим работы гидромукфы, так как преобразования крутящего момента при этом не происходит (для исключения потерь мощности в ГТ его необходимо заблокировать). Для исследуемого ГТ это соответствует передаточному отношению $i_{Т.Н} = 0,8$ (линия 2 на рис. 1).

В третьей программе управления за информационную переменную принята ω_T , пороговое значение которой соответствует условию равенства крутящих моментов на турбинном валу при разблокированном и заблокированном ГТ (при работе двигателя на внешней скоростной характеристике). Для исследуемого ГТ $\omega_T = 0,72\omega_{Tmax}$, где ω_{Tmax} — максимальная частота вращения турбинного вала ГТ (линия 3 на рис. 1). Поэтому при частных скоростных режимах двигателя ($\gamma/\gamma_{max} \leq 0,7$) и тяговом режиме ГТ он не может быть заблокирован.

Для оценки эффективности применения различных программ управления блокировкой ГТ проведены расчеты для различных дорожных условий и положений педали акселератора. Результаты расчета показывают, что при динамическом разгоне машины первые две программы равнозначны. При блокировке ГТ по третьей программе время разгона увеличивается на 5–12%. Когда $\gamma = 0,75$, все программы равнозначны, что объясняется совпадением моментов блокировки ГТ по всем из них. При разгоне машины с $\gamma = 0,5$ и работе по первой программе расход топлива меньше на 4–8%, чем при работе по второй программе, и на 6–12%, — чем по третьей (меньшие числа соответствуют более тяжелым условиям разгона).

Очевидно, что двухмерная САУ блокировкой ГТ, работающая по более сложному алгоритму (первая и вторая программы), повышает эффективность разгона тягово-транспортных машин с ГМТ.

При движении машины в тяжелых дорожных условиях ГТ необходимо разблокировать. В первой программе управления для устранения цикличности работы САУ блокировкой ГТ закон разблокировки соответствует линии 1' на рис. 1. При заблокированном ГТ понятие передаточного отношения ГТ во второй программе управления теряет смысл (САУ становится одномерной). Разблокировка ГТ в этом случае, как и при управлении по третьей программе, происходит по достижении пороговой частоты вращения турбинного

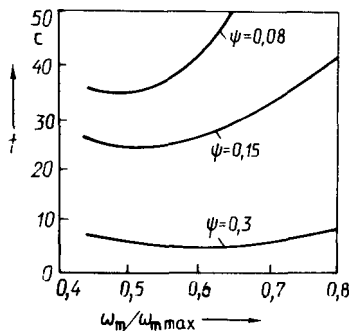


Рис. 3. Время движения машины на высшей передаче в зависимости от относительного изменения угловой скорости вращения турбинного колеса, при котором происходит разблокировка ГТ

вала ГТ, которая соответствует максимальному крутящему моменту на валу двигателя (линии 2' и 3' на рис.1 совпадают). Если используется первая программа управления, разблокировка ГТ имеет место при падении скорости машины на 2–10 км/ч за порог блокировки. Управление по второй и третьей программам обуславливает необходимость снижения скорости машины в 1,3–1,6 раза. В этом случае может быть включена низшая ступень в коробке передач до разблокировки ГТ, поэтому положительные свойства последнего не используются.

Рассмотрим графики изменения скорости машины при замедленном ее движении в тяжелых дорожных условиях до переключения на низшую передачу (рис. 2). Во всех исследуемых программах управления блокировкой ГТ предполагается, что низшую передачу включают при определенной скорости машины $v = 0,52v_{\max}$, где v_{\max} — максимальная скорость движения на предыдущей высшей передаче. Педаль акселератора находится в положении, соответствующем максимальной подаче топлива. Линия 1 — первая программа управления, 2 — вторая и третья, линия 3 — замедление машины с заблокированным ГТ. Точки А и В соответствуют моментам разблокировки ГТ, а точки C_1, C_2, C_3 — моментам включения низшей передачи.

Очевидно, что чем раньше происходит разблокировка ГТ, тем менее интенсивно снижается скорость машины. Замедление машины в момент разблокировки ГТ обусловлено затратами энергии на разгон коленчатого вала двигателя и связанных с ним масс. Чем позже происходит разблокировка ГТ, тем большая энергия затрачивается на разгон вала двигателя и тем более резко снижается скорость машины (линия 2 на рис. 2).

Кривые на рис. 3 соответствуют различным коэффициентам суммарного дорожного сопротивления ψ . При $\psi = 0,3$ период времени до переключения на низшую передачу практически не зависит от момента разблокировки ГТ. С уменьшением ψ до 0,15 и при более ранней разблокировке ГТ время движения машины на высшей передаче увеличивается в 1,5–1,8 раза, а средняя скорость движения на 6–8 %. Если $\psi \approx 0,08$, целесообразно движение на высшей передаче с разблокированным ГТ. Поздняя разблокировка ГТ в этом случае приводит к снижению скорости машины и необходимости переключения на низшую передачу (средняя скорость движения уменьшается на 3–5 %).

Исследования показывают, что наиболее рационально применение двухмерной САУ: эффективность разгона тягово-транспортных машин повышается на 5–12 %, расход топлива за время разгона уменьшается на 4–8 %.

бором результатов расчета с постепенным приближением их к требуемым выходным характеристикам динамической системы.

Рассмотренные выше задачи относятся к классу обратных задач динамики, в которых по известным характеристикам движения системы определяют активные силы, вызывающие это движение. Поэтому для синтеза систем оптимального управления необходимо сначала рассчитать параметры движения системы под действием заданных сил до перевода ее из исходного в требуемое состояние (прямая задача), после чего, задав оптимальные параметры движения, определить активные силы, при которых поддерживается заданное движение (обратная задача).

Преимущества указанного метода можно показать на примере решения задачи, рассмотренной в [1]. В соответствии со схемой ГМТ, приведенной на рис. 1, необходимо найти требуемый закон изменения давления в точке, расположенной на некотором удалении от ТС, обеспечивающий вращение включаемой полумуфты с угловой скоростью $0,1 \text{ рад/с} < \omega_{\text{отн}} \leq 5 \text{ рад/с}$. Решение этой задачи предполагает наличие математической модели процесса функционирования динамической системы двигатель—трансмиссия—тормоз и целевой функции.

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение динамической системы, имеет вид:

$$\begin{aligned}
 I_d \ddot{\varphi}_d &= M_d - M_H / (u_{\text{вх}} \eta_{\text{вх}}); \\
 I_T \ddot{\varphi}_T &= M_T - c_T (\varphi_T - \varphi_C u_M u_C) - r_T (\dot{\varphi}_T - \dot{\varphi}_C u_M u_C); \\
 (I_C + I_M (u_C / u_K)^2) \ddot{\varphi}_C &= c_T (\varphi_T - \varphi_C u_M u_C) u_M u_C + r_T (\dot{\varphi}_T - \dot{\varphi}_C u_M u_C) u_M u_C - \\
 &- (1 - \eta_M \eta_C) c_T (\varphi_T - \varphi_C u_M u_C) u_M u_C \text{sgn}(\varphi_T - \varphi_C u_M u_C) - M_C; \\
 A_1 \ddot{z} + A_2 \dot{z} + A_3 z^2 \text{sgn}(\dot{z}) &= p (S - A_{\text{ТР}} \text{sgn}(\dot{z}) - c_{\text{пр}} (z_1 + z) - \\
 &- c_{\text{ф}} (z - z_2)); \\
 M_d &= f(\dot{\varphi}_d, h_p); \\
 M_T &= f(\dot{\varphi}_d, i_{\text{Т.Н}}); \\
 M_C &= f(\dot{\varphi}_C, z),
 \end{aligned} \tag{1}$$

где I_d, I_T, I_C, I_M — момент инерции вращающихся масс, приведенный соответственно к двигателю, турбинному колесу гидротрансформатора (ГТ), ТС и зубчатой муфте; $r_T, c_T, c_{\text{ф}}, c_{\text{пр}}$ — коэффициенты демпфирования и жесткости упругих элементов ТС и трансмиссии; M_d, M_H, M_T — крутящий момент соответственно на валу двигателя, насосного и турбинного колес ГТ; M_C — момент, создаваемый ТС; $u_{\text{вх}}, u_M, u_C, u_K, \eta_{\text{вх}}, \eta_M, \eta_C$ — передаточные числа и КПД приводов; $i_{\text{Т.Н}}$ — передаточное отношение ГТ; A_i — коэффициент, характеризующий потери давления по длине магистрали управления, инерционные и местные; p — давление управления; $A_{\text{ТР}}$ — коэффициент, учитывающий трение поршня ТС; φ — угловые координаты элементов системы; z, S —

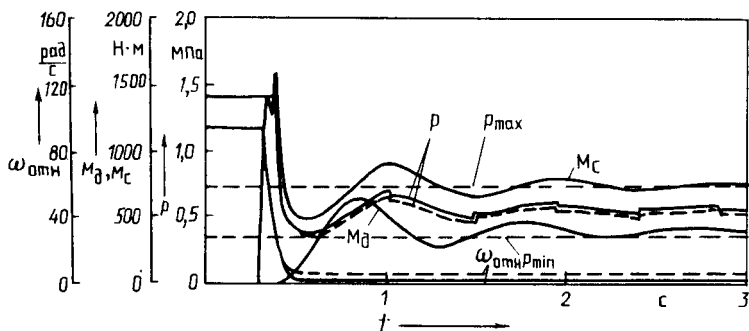


Рис. 2. Расчетные характеристики процесса непрерывного управления тормозом-синхронизатором

перемещение и площадь поршня ТС; z_1 — предварительное сжатие пружины; z_2 — начальная координата дисков; h_p — перемещение рейки топливного насоса.

В качестве целевой функции принимается относительная угловая скорость вращения зубчатых полумуфт $\omega_{отн}$, а максимальное давление управления ограничивается рабочим давлением в гидросистеме ГМТ. Все характеристики динамической системы рассматриваются как детерминированные функции. Решению задачи оптимального управления предшествует рассмотрение условий, при которых динамическую систему с помощью подходящим образом выбранного управления за конечный промежуток времени можно перевести из заданного в любое требуемое состояние, т.е. условий управляемости системы [2].

Расчет закона оптимального управления ТС, обеспечивающего бесшумное и безударное включение зубчатых муфт, выполнен следующим образом. Полагая давление в точке управления $p = 1,4$ МПа, производили, интегрируя уравнения (1), анализ процесса затормаживания турбины ГТ тормозом до достижения скорости зубчатой полумуфты $\dot{\varphi}_c = \omega_{отн} = 5$ рад/с. Фиксировали время, необходимое для перевода динамической системы из одного состояния в другое. Если оно не удовлетворяло разработчика, изменяли начальное давление рабочей жидкости. Затем, принимая $\omega_{отн}$ постоянной и равной 0,1 или 5 рад/с, решали обратную задачу — по заданной $\omega_{отн}$ находили p .

Переход динамической системы из одного состояния в другое должен осуществляться плавно, в противном случае в точках излома кривой $\dot{\varphi}_c = f(t)$ вторая производная будет неопределенной. Поэтому регулирование давления необходимо начинать несколько раньше с плавным приближением к оптимальному значению $\omega_{отн}$ по гладкой кривой, не имеющей разрывов второго рода. Наиболее приемлема в этом случае аппроксимация этого участка кубическим сплайном или соответствующим образом подобранной функцией, асимптотически приближающейся к требуемому значению $\omega_{отн}$.

На рис. 2 показаны графики изменения давления p в точке управления, при котором значение $\omega_{отн}$ снижается от максимального до 0,1 и 5 рад/с, а также изменения крутящего момента на валу двигателя M_d и момента сопротивления M_c тормоза. Можно выделить три характерных этапа управления

динамической системой. Первый этап (перевод динамической системы из одного состояния в другое) соответствует высокому давлению в точке управления ТС, необходимому для создания M_c , способного погасить кинетическую энергию вращающихся масс деталей кинематической цепи от турбины ГТ до ТС. В это время M_d увеличивается. Второй этап — сброс давления, связанный с уменьшением передаваемого турбиной момента за счет снижения потенциальной энергии закрутки валов в трансмиссии. Третий этап — отслеживание (с некоторым запаздыванием) давлением управления изменений M_d из-за запаздывания срабатывания регулятора двигателя при компенсации отклонений частоты вращения его вала.

Подобрать устройство, обеспечивающее требуемое управление для первого и второго этапов, достаточно легко. Управление на третьем, наиболее важном этапе представляет значительно более сложную задачу, поскольку разность давлений управления (при значительных их амплитудах) на границах интервала очень мала. Это означает, что незначительные отклонения давления управления от расчетного приведут к существенному ухудшению качества процесса включения муфт.

Поскольку поиск алгоритма оптимального управления вели для детерминированных функций, а изменение параметров двигателя, ГТ, ТС носит вероятностный характер, полученный алгоритм зависит от некоторой функции математического ожидания процесса. Поэтому даже устройства, в точности обрабатывающие требуемый алгоритм непрерывного управления на всех рассмотренных этапах, не могут обеспечить устойчивости протекания процесса включения зубчатых муфт.

Таким образом, непрерывное управление тормозом-синхронизатором перспективно с точки зрения надежности включения зубчатых муфт ГМТ. Поэтому разработан алгоритм программного управления ТС с импульсным изменением управляющего сигнала.

Основные параметры импульсного сигнала управления — верхний p_{\max} и нижний p_{\min} уровни давления — определяют расчетом по рис. 2. Они должны соответствовать требуемому интервалу изменения $\omega_{\text{отн}}$. Частоту импульсов давления можно найти с помощью математической модели (1), заменив в ней p на p_{\max} при $\dot{\varphi}_c \rightarrow 5$ рад/с и на p_{\min} при $\dot{\varphi}_c \rightarrow 0,1$ рад/с.

Итак, совместным решением прямых и обратных задач динамики можно существенно упростить поиск алгоритма оптимального управления для различных регуляторов, необходимых при создании систем автоматического управления транспортными средствами.

Список литературы

1. Антипенко Г.Л. Исследование процессов управления зубчатыми муфтами гидромеханической трансмиссии // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Мн., 1988. № 3.
2. Болонкин В.Е., Чинаев П.И. Анализ и синтез систем автоматического управления на ЭВМ // Алгоритмы и программы. М., 1986.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАЗДАТОЧНЫХ КОРОБОК АВТОМОБИЛЕЙ

Задача определения оптимальных параметров проектируемого механизма является многокритериальной. Одним из методов ее решения является исследование пространства параметров [1–3].

Предположим, что проектируемый механизм характеризуется варьируемыми параметрами x_1, \dots, x_r , которые будем считать координатами точки $A(x_1, \dots, x_r)$ в r -мерном пространстве. Пусть заданы ограничения двух видов: параметрические

$$a_i \leq x_i \leq b_i \quad (i = \overline{1, r}) \quad (1)$$

и функциональные

$$c_j \leq f_j(A) \leq d_j \quad (j = \overline{1, s}). \quad (2)$$

Границы в (1) и (2) устанавливаются исходя из технических особенностей проектируемого механизма. Кроме ограничений вводят локальные критерии $W_1(A), \dots, W_t(A)$. Соотношения (1) ограничивают в r -мерном пространстве параллелепипед P , объем которого $V_P = \prod_{i=1}^r (b_i - a_i)$. Ограничения (2) выделяют в P некоторое подмножество G . Предполагается, что отношение V_G/V_P не слишком мало.

Оптимизационная задача формулируется следующим образом: найти точку A^* , для которой $W_k(A^*) = \min_{A \in G} W_k(A)$ при критериальных ограничениях

$$W_k(A) \leq W_k^* \quad (k = \overline{1, t}). \quad (3)$$

Здесь W_k^* — худшее значение критерия $W_k(A)$, удовлетворяющее проектировщика.

Пусть C — множество допустимых точек A , ограниченное (1)–(3), при этом $C \subseteq G \subseteq P$. Если C не пусто, решение задачи существует.

Исследование пространства параметров включает три этапа.

Первый этап — составление таблиц испытаний — выполняется на ЭВМ. Выбирают n пробных точек A_1, \dots, A_n , равномерно расположенных в G . В каждой из точек A_i ($i = \overline{1, n}$) вычисляют все локальные критерии $W_k(A_i)$. Составляют таблицу испытаний по каждому критерию, где значения $W_k(A_1), \dots, W_k(A_n)$ расположены в порядке их возрастания и указаны номера соответствующих пробных точек (номера испытаний для каждого k).

Второй этап — выбор критериальных ограничений. Просматривая поочередно каждую из таблиц, проектировщик назначает W_k^* . Если выбрать все W_k^* слишком малыми, множество допустимых точек C может оказаться

пустым. Анализ таблиц испытаний весьма полезен также для обоснованного выбора решающего критерия $W(A)$, т.е. позволяет учесть не только пред-варительные соображения о роли отдельных $W_k(A)$, но и их действительную значимость.

Третий этап — проверка разрешимости оптимизационной задачи — выпол-няется на ЭВМ. Фиксируют какой-либо из критериев (например, $W_k(A_l)$ ($l = \overline{1, n}$)) и рассматривают соответствующую таблицу испытаний. Путем машин-ного перебора имеющихся значений $W_k(A_l)$ проверяют, есть ли среди точек A_l хотя бы одна, для которой справедливы одновременно все ограничения (3). Если такая точка есть, множество S не пусто и оптимизационная задача разрешима. В противном случае следует вернуться ко второму этапу и рас-смотреть возможность изменения W_k^* . Если это нежелательно, можно вер-нуться к первому этапу и увеличить количество пробных точек, чтобы повто-рить второй этап с таблицами испытаний большего объема.

На первом этапе выбирают пробные точки. Во всех расчетах используют точки ЛП_г-последовательности Q_1, \dots, Q_n , равномерно распределенной в еди-ничном r -мерном кубе. Такая последовательность обладает наилучшими харак-теристиками равномерности среди всех известных в настоящее время таких последовательностей и в то же время легко вычисляется [4].

Процесс выбора пробных точек следующий. По декартовым координатам точки $Q_i(q_1, \dots, q_r)$ находят декартовы координаты точки $A_l(x_1, \dots, x_r)$, кото-рая принадлежит P :

$$x_i = a_i + q_i(b_i - a_i), \quad (i = \overline{1, r}).$$

Для точки A_l производят расчет системы и проверяют условия (2). Если они выполнены, точку A_l считают пробной и вычисляют все $W_k(A_l)$, в против-ном случае точка A_l отбрасывается.

После того как множество допустимых точек S определено, схема выбора оптимальных параметров такова: выбирают решающий критерий и формули-руют задачу об отыскании такой точки A' , что $W(A') = \min_{A \in S} W(A)$. Координаты точки A' и будут оптимальными параметрами.

Выбор решающего критерия необходим потому, что оптимальные значе-ния рассматриваемых параметров, как правило, для различных критериев не совпадают. В связи с этим приходится принимать компромиссное решение, ко-торое может и не быть оптимальным ни для одного критерия, но оказывается наиболее приемлемым по совокупности всех критериев.

Решающий критерий выбирают в форме $W = \sum_{i=1}^t \lambda_k W_k(A)$, где все $\lambda_k \geq 0$,

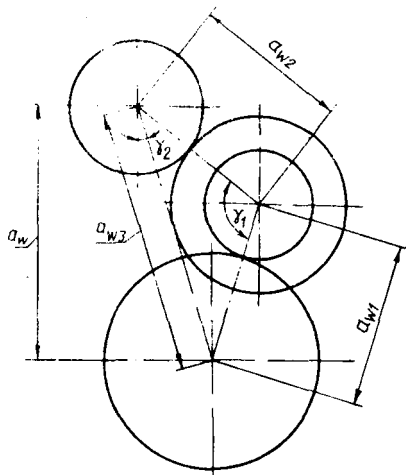
а $\lambda_1 + \dots + \lambda_t = 1$. Оптимальное значение W определяют любым из методов [5–7], выбирая в качестве начальных точек поиска пробные точки A_l , принад-лежащие $S = P \cap G \cap \Omega$, где

$$P = \{A \mid 0 \leq a_i \leq x_i \leq b_i, i = \overline{1, r}\};$$

$$G = \{A \mid c_j \leq f_j(A) \leq d_j, j = \overline{1, s}\};$$

$$\Omega = \{A \mid W_k(A) \leq W_k^*, k = \overline{1, t}\}.$$

Рис. 1. Схема поперечного сечения трехвальной раздаточной коробки



При проектировании раздаточных коробок автомобилей оптимальным будем считать такое решение, которое при одних и тех же материалах и технологических условиях обеспечивает наименьшую материалоемкость и заданную долговечность коробок.

Составим критерии оптимальности и технические ограничения для трехвальной раздаточной коробки с двухступенчатым редуктором без прямой передачи (рис. 1). Исходя из условий размещения карданных валов, зададим межосевое расстояние a_w между входным и выходным валами раздаточной коробки. Необходимо определить модуль зубьев, межосевые расстояния a_{wi} ($i = \overline{1, 3}$), углы γ_1 и γ_2 , ширину зубчатых венцов, углы профиля и наклона линии зубьев, коэффициенты смещения исходного контура x_1 и x_2 .

Первый критерий — минимальный суммарный объем зубчатых колес низшей и высшей ступеней раздаточной коробки

$$V_{\Sigma} = f(a_{w1}, a_{w2}, a_{w3}, u, b) \rightarrow \min$$

при ограничениях

$$a_{w3} - \sqrt{a_{w1}^2 + a_{w2}^2 - 2a_{w1}a_{w2}\cos\gamma_1} = 0;$$

$$a_{w3} - a_w \sec\gamma_2 = 0;$$

$$0 < \gamma_1 \leq \pi; 0 \leq \gamma_2 < \pi/2;$$

ширина зубчатых венцов выбирается исходя из сравнения расчетных и допустимых контактных напряжений:

$$\Pi_H \geq \Pi_{H(L_0)i}; \Pi_H = F_t z_H z_p K_{H\beta} K_{H\alpha} / (b a_{wi});$$

$$\Pi_{H(L_0)i} = \Pi_{Hlimb} \sqrt{N_{H0} / (n_s \gamma_i K_{\Pi Hi} i_{3ki} L_0)};$$

$$\Pi_{Hlimb} = \sqrt{R_{Hlim} / N_{H0}}; R_{Hlim} = L_H R_{1H};$$

$$R_{1H} = n_s \sum_{i=1}^n \pi^{mH} \gamma_i K_{PHI} i_{3ki}$$

Второй критерий – максимальный нормальный модуль зубчатой передачи

$$m_n = \sqrt[3]{2T_{\rho} Y_F Y_{\beta} K_{F\beta} \cos\beta / (\sigma_F \psi_m z_1)} \rightarrow \max$$

при условии обеспечения допустимых напряжений при изгибе и ограничениях

$$\sigma_F \geq \sigma_{F(L_0)}; \quad \sigma_F = F_t Y_F Y_{\beta} K_{F\beta} K_{FV} K_{F\mu} / (b m_n),$$

$$\sigma_{F(L_0)} = \sigma_{Flimb} \sqrt{N_{F0} / (n_s \gamma_i K_{PFi} i_{3ki} L_0)},$$

$$\sigma_{Flimb} = \sqrt{R_{Flim} / N_{F0}};$$

$$R_{Flim} = L_F R_{1F}, \quad R_{1F} = n_s \sum_{i=1}^n \sigma_{Fi} \gamma_i K_{PFi} i_{3ki};$$

$$7 \leq \psi_m \leq 8,6, \quad 14^\circ < \beta < 29^\circ;$$

степень перекрытия в осевом сечении должна быть не менее единицы для обеспечения плавности работы передачи, т.е.

$$\epsilon_a = b \sin\beta / (\pi m_n) > 1, 2;$$

условие уравниваемости осевых сил $\operatorname{tg}\beta / \operatorname{tg}\beta_i = r_{\omega} / r_{\omega i}$ (параметры без индекса относятся к зубчатым колесам промежуточного вала, а с индексом i – к остальным зубчатым колесам).

Третий критерий – максимальный угол зацепления

$$a_w = \operatorname{inv} \alpha + (2 \operatorname{tg} \alpha / (z_1 + z_2)) (x_1 + x_2) \rightarrow \max$$

при следующих ограничениях:

$v_{P1} = v_{P2}$ (v_{Pi} – удельные скольжения в нижних точках активных профилей зубьев);

$$-1 \leq x_i \leq 2 \quad (i = 1, 2); \quad x_1 = -x_2; \quad a_1 \leq a \leq a_2.$$

Изложенный выше алгоритм и математическая модель могут быть применены в системе автоматизированного проектирования редукторных механизмов автомобилей.

Список литературы

1. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М., 1981.
2. Соболев И.М., Статников Р.Б. Наилучшие решения – где их искать. М., 1982.
3. Статников Р.Б. Решение многокритериальных задач проектирования машин на основе исследования пространства параметров // Многокритериальные задачи

принятия решений. М., 1978. 4. *Соболь И.М.* Точки, равномерно заполняющие многомерный куб. М., 1985. 5. *Калиткин Н.Н.* Численные методы. М., 1978. 6. *Федоренко Р.П.* Приближенное решение задач оптимального управления. М., 1978. 7. *Фиакко А., Мак-Кормик А.* Нелинейное программирование: Методы последовательной безусловной минимизации. М., 1972.

УДК 629.113-587

Г.А.ВАЛЮЖЕНИЧ, В.В.ВАНЦЕВИЧ,
канд. техн. наук (БПИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТОЧНОСТИ СМАЗОЧНЫХ СИСТЕМ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ АВТОПОЕЗДОВ

Интенсивное использование автопоездов на грузовых перевозках, увеличение средних скоростей их движения, а также применение в ведущих мостах колесных передач обуславливают повышение энергонагруженности дифференциалов ведущих мостов и, как следствие, снижение долговечности этих механизмов [1]. Поэтому необходимо совершенствование конструкций дифференциальных механизмов. Это возможно, в частности, за счет применения специальных проточных смазочных систем, обеспечивающих поступление масла в корпус дифференциала, интенсивное смазывание и охлаждение трущихся поверхностей с последующим выводом масла и продуктов изнашивания из корпуса механизма. В [2] дан подробный анализ конструктивных особенностей различных смазочных систем дифференциалов. Вместе с тем в литературных источниках отсутствуют данные по количественной оценке протока масла через дифференциал, т.е. по пропускной способности различных смазочных систем.

Ниже приведены результаты стендовых исследований проточности четырех различных смазочных систем межколесных дифференциалов тягачей семейства МАЗ-6422.

В одной из систем (система I) поступление масла в дифференциал осуществляется следующим образом. Масло, разбрызгиваемое ведомой шестерней главной передачи, поступает на заборный лоток, установленный на задней крышке картера моста, и стекает по нему в карман крышки правого опорного подшипника дифференциала. Через специальное отверстие в крышке подшипника и отверстия в регулировочной гайке масло попадает в ее внутреннюю полость, изолированную от опорного подшипника специальным уплотнением, а оттуда — в дифференциал по лыскам и отверстиям в его правой полуосевой шестерне. Вывод масла в картер моста осуществляется через аналогичные отверстия и лыски в левой полуосевой шестерне дифференциала.

Система II отличается от системы I более высоким расположением заборного лотка для ввода масла в дифференциал. В системе II лоток установлен над ведущей шестерней главной передачи.

В системе III масло поступает внутрь дифференциала через два маслозаборных черпака, установленных на правой чашке корпуса дифференциала, а вывод масла осуществляется через четыре отверстия в левой чашке, расположенных под углом к оси вращения механизма.

В системе IV ввод масла в дифференциал осуществляется, как в системе II, а вывод — как в системе III.

Исследования проводили на динамометрическом стенде МАЗа, позволяющем моделировать работу дифференциала при прямолинейном движении автопоезда без относительного перемещения деталей механизма, а также при раздельном буксовании колес. В последнем случае затормаживалась правая полуосевая шестерня дифференциала.

В ходе исследований изменяли скоростные режимы дифференциалов, использовали масла различных марок, варьировали объем V_M и температуру t_M масла в редукторе моста.

Проточность (пропускную способность) систем оценивали по расходу масла Q (объему масла, вытекающего из дифференциала в единицу времени). Для экспериментального определения Q были разработаны специальные маслоизмерительные устройства. После прохождения масла через маслоизмерители оно поступало в картер моста. Для визуального изучения маслотоков в картере моста были сделаны три смотровых окна.

Исследования показали, что все смазочные системы работоспособны и обеспечивают прохождение масла через дифференциал. Характеристики проточности систем различны, что обуславливается их конструктивными особенностями.

Так, исследования, выполненные с использованием масла АУ ($V_M = 10$ л, $t_M = 35-40$ °С), показали следующее. Масло начинает протекать через дифференциал в смазочных системах I, II и IV уже при скорости вращения корпуса механизма $\omega_0 = 9,15$ рад/с, что соответствует скорости движения тягача 5 км/ч. Система III обеспечивает проход масла и при более низких значениях ω_0 .

С увеличением ω_0 проточность систем сначала возрастает, затем снижается и при некоторых значениях ω_0 поступление масла в дифференциал прекращается (через систему I масла АУ — при $\omega_0 > 28$ рад/с, что соответствует скорости движения тягача $v_T = 15$ км/ч); более высокое расположение заборного лотка обеспечивает проточность системы II до $\omega_0 = 40$ рад/с и $v_T = 22$ км/ч).

Проточность систем III и IV сохраняется соответственно до $v_T = 80$ км/ч ($\omega_0 = 153$ рад/с) и $v_T = 65$ км/ч ($\omega_0 = 131$ рад/с). Такое отличие в значениях ω_0 по сравнению с системами I и II объясняется различием способов вывода масла из дифференциала в картер моста. При увеличении ω_0 возрастают инерционные силы, прижимающие поступающее в механизм масло к внутренней сферической поверхности корпуса между сателлитами. Это затрудняет прохождение масла через отверстия и лыски левой полуосевой шестерни, расположенные к оси вращения дифференциала ближе, чем внутренняя сферическая поверхность корпуса. В системах III и IV масло выводится через отверстия, расположенные на линии пересечения внутренней сферической и опорной поверхностей левой полуосевой шестерни корпуса.

Максимальный расход масла АУ через дифференциал при смазочных системах I—IV составляет соответственно 88 см³/мин, 88, 860 и 300 см³/мин. Очевидно, что наиболее эффективна система III.

Как следует из рис. 1, проточность смазочной системы III выше при средних и малых скоростях движения тягача. Такую закономерность сле-

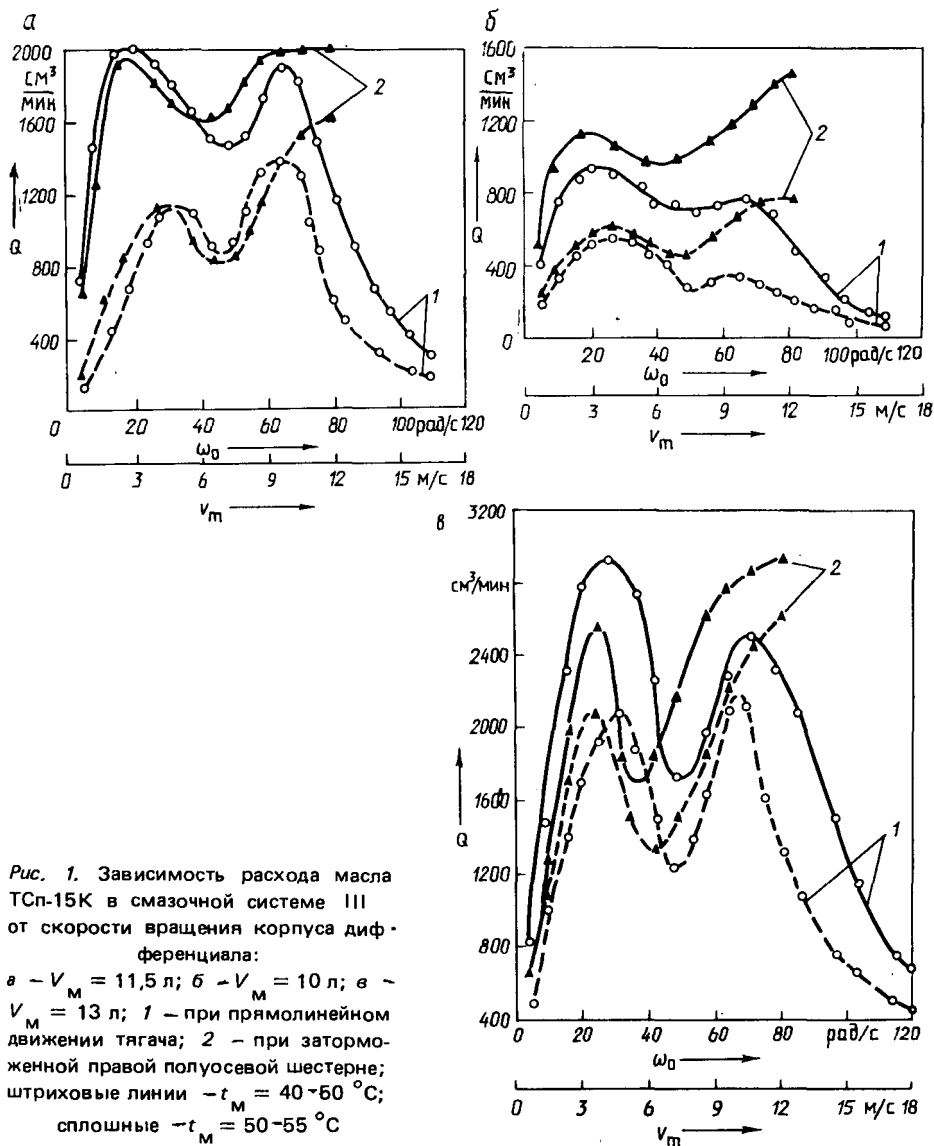


Рис. 1. Зависимость расхода масла ТСП-15К в смазочной системе III от скорости вращения корпуса дифференциала:

а - $V_M = 11,5$ л; б - $V_M = 10$ л; в - $V_M = 13$ л; 1 - при прямолинейном движении тягача; 2 - при заторможенной правой полусосевой шестерне; штриховые линии - $t_M = 40-60$ °С; сплошные - $t_M = 50-55$ °С

дует считать целесообразной, поскольку указанные скорости соответствуют криволинейному движению автомобиля и движению его по горным дорогам, когда имеет место наиболее интенсивная работа шестерен дифференциала. С увеличением объема масла ТСП-15К с 10 до 13 л максимальный его расход возрастает примерно в 3-4 раза. С повышением температуры масла его расход также возрастает.

Таким образом, исследования показывают высокую эффективность

проточных смазочных систем, способствующих повышению технического ресурса механизмов.

Список литературы

1. Ванцевич В.В. и др. Оценка напряженности деталей межколесных дифференциалов автопоездов // Весті АН БССР. Сер. фізика-тэхн. навук. 1988. № 3. 2. Ванцевич В.В. и др. Организация смазки дифференциалов современных большегрузных автомобилей. Деп. в ЦНИИТЭИавтопроме 30.07.87, № 1594-ап87.

УДК 629.113.012.83

С.С.ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук
(Могилевский машиностроительный институт)

ДИНАМИКА ЗАВИСИМОЙ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Большинство математических моделей, применяемых для анализа динамики зависимых подвесок грузовых автомобилей, не учитывают специфику кинематики направляющего устройства, связывающего колеса с кузовом, а также ряд других особенностей автомобилей большой и особо большой грузоподъемности (высокое расположение центра поддрессоренных масс, значительное расстояние между сдвоенными шинами, возможность изменения направления действия упругих сил в подвеске вследствие поворота телескопических упругих элементов относительно балки моста и кузова и т.д.).

В данной работе сделана попытка разработать математическую модель, пригодную для одновременного или раздельного исследования как вертикальных, так и горизонтальных поперечных колебаний автомобиля с зависимой гидропневматической подвеской с учетом его особенностей и различных источников возмущений — от дорожных неровностей и от инерционных боковых сил, возникающих при криволинейном движении автомобиля. В такой подвеске (рис. 1) в качестве направляющего устройства применена поперечная штанга, шарнирно соединяющая поддрессоренные и неподдрессоренные массы и воспринимающая боковые инерционные нагрузки от кузова. Учет кинематики направляющего устройства подвески в математической модели позволяет анализировать кинематические параметры и динамические нагрузки на детали подвески. В данном случае при рассмотрении поперечных колебаний поддрессоренных масс относительно неподдрессоренных можно отказаться от введения понятия центра крена подвески.

Для получения математической модели использовано уравнение Лагранжа 2-го рода в виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где q_i и \dot{q}_i — соответственно обобщенные координаты и скорости; Q_i — обобщенные силы [1].

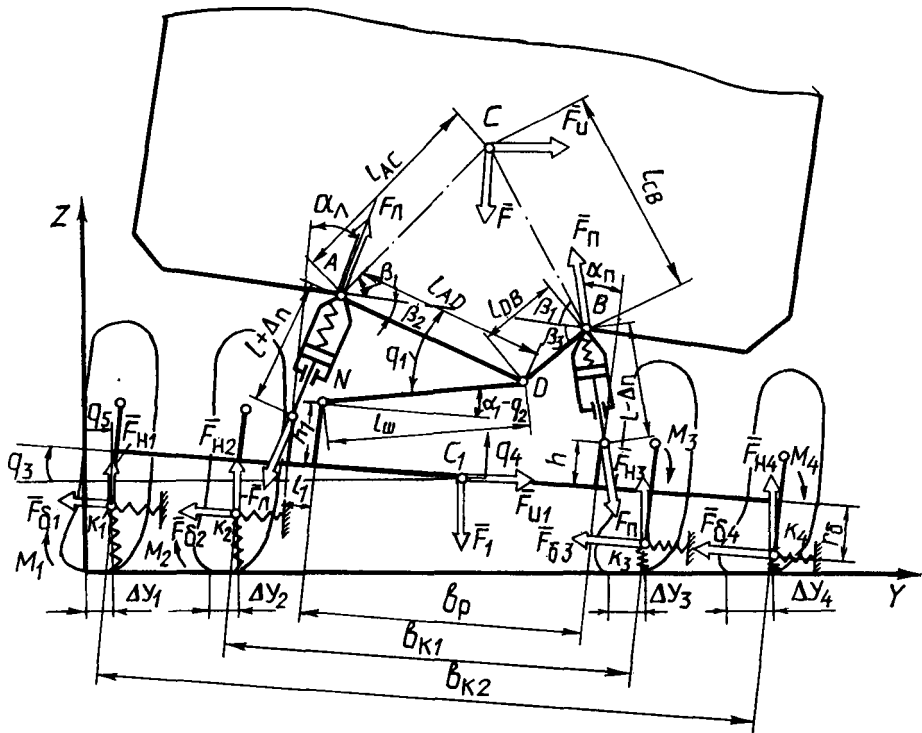


Рис. 1. Расчетная схема подвески автомобиля

В качестве обобщенных координат выбраны: q_1 — угол поворота поддрессоренной массы относительно реактивной штанги; q_2 — угол поворота реактивной штанги относительно балки моста; q_3 — угол поворота балки моста относительно опорной поверхности; q_4 — вертикальное перемещение центра неподдрессоренных масс; q_5 — поперечное перемещение балки моста в горизонтальной плоскости.

В соответствии с (1) получена система дифференциальных уравнений

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1j} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2j} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{i1} & a_{i2} & \dots & a_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \dots \\ \ddot{q}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \dots \\ b_i \end{bmatrix} . \quad (2)$$

Выражения коэффициентов $a_{ij} = f(q_1, q_2, \dots, q_5, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_5)$ и $b_i = f(Q_r, q_1, q_2, \dots, q_5, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_5)$ из-за ограниченного объема статьи не приводятся.

Обобщенные силы для рассматриваемой схемы:

$$\begin{aligned}
Q_1 &= F(l_{AD} \cos \beta_{2\tau} - l_{AC} \cos \beta_{1\tau}) + F_{и} (l_{AD} \sin \beta_{2\tau} + l_{AC} \sin \beta_{2\tau}) + \\
&+ F_{н} l_{AD} (\sin a_n \cdot \sin \beta_{2\tau} + \cos a_n \cdot \cos \beta_{2\tau}) + F_{н} l_{BD} (\sin a_n \cdot \sin \beta_{3\tau} - \\
&- \cos a_n \cdot \cos \beta_{3\tau}); \\
Q_2 &= F(-l_{ш} \cos a_{1\tau} + l_{AD} \cos \beta_{2\tau} - l_{AC} \cos \beta_{1\tau}) + F_{и} (l_{ш} \sin a_{1\tau} + \\
&+ l_{AD} \sin \beta_{2\tau} + l_{AC} \sin \beta_{1\tau}) + F_{н} \sin a_n (l_{ш} \sin a_{1\tau} + l_{AD} \sin \beta_{2\tau}) + \\
&+ F_{н} \cos a_n (l_{AD} \cos \beta_{2\tau} - l_{ш} \cos a_{1\tau}) + F_{н} \sin a_n (l_{BD} \sin \beta_{3\tau} + \\
&+ l_{ш} \sin a_{1\tau}) - F_{н} \cos a_n (l_{BD} \cos \beta_{3\tau} + l_{ш} \cos a_{1\tau}); \\
Q_3 &= F_{и} (l_{AC} \sin \beta_{1\tau} + l_{AD} \sin \beta_{2\tau} + l_{ш} \sin a_{1\tau} + h_1 \cos q_3 + \\
&+ 0,5b_p \sin q_3) + F(l_{AC} \cos \beta_{1\tau} - l_{AD} \cos \beta_{2\tau} + l_{ш} \cos a_{1\tau} + \\
&+ h_1 \sin q_3 - 0,5b_p \cos q_3) + F_{н1} (0,5b_{к2} \cos q_3 + r_6 \sin q_3) + \\
&+ F_{н2} (0,5b_{к1} \cos q_3 + r_6 \sin q_3) - F_{н3} (0,5b_{к1} \cos q_3 - r_6 \sin q_3) - \\
&- F_{н4} (0,5b_{к2} \cos q_3 - r_6 \sin q_3) + F_{61} (r_6 \cos q_3 - 0,5b_{к2} \sin q_3) + \\
&+ F_{62} (r_6 \cos q_3 - 0,5b_{к1} \sin q_3) + F_{63} (r_6 \cos q_3 + 0,5b_{к1} \sin q_3) + \\
&+ F_{64} (r_6 \cos q_3 + 0,5b_{к2} \sin q_3) + \sum_{i=1}^4 M_i; \\
Q_4 &= F + F_1 - \sum_{i=1}^4 F_{нi}; \quad Q_5 = F_{и} + F_{и1} - \sum_{i=1}^4 F_{6i},
\end{aligned}$$

где $a_{1\tau} = a_1 - q_2 - q_3$; $\beta_{i\tau} = \beta_i - \sum_{j=1}^3 q_j + a_1$; a_1 — начальный угол между

штангой и балкой моста; r_6 — радиус обода колеса; $F, F_1, F_{и}, F_{и1}$ — соответственно силы тяжести и боковые силы, действующие на поддрессоренные и неподдрессоренные массы автомобиля; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, l_{AD}, l_{AC}, l_{BD}$ — постоянные геометрические параметры поддрессоренных масс; $F_{нi}, F_{6i}$ — нормальные и боковые реакции в точке контакта шин с дорогой; M_i — момент, действующий на i -е колесо при переносе нормальных и боковых сил из точки контакта шин с дорогой в нижнюю точку обода; $b_{к1}, b_{к2}$ — колея внутренних и наружных колес; b_p — рессорная колея; a_n, a_n' — угол установки соответственно левого и правого упругого элемента; F_n, F_n' — сила, действующая вдоль оси соответственно левого и правого гидропневматического упругого элемента.

Упругая и демпфирующая сила в упругом элементе подвески с противодействием определяется выражением

$$F_{н(n)} = \frac{F}{2 \cos a_0 (1-k)} \left(\left(\frac{h_0}{h_0 + \Delta_{л(n)}} \right)^{\kappa} - k \left(\frac{\mu h_0}{\mu h_0 - \Delta_{л(n)}} \right)^{\kappa} \right) -$$

$$-k_a \dot{\Delta}_{л(n)} - F_{тр}'$$

где a_0 — начальный угол наклона гидропневматических элементов в поперечной плоскости; k — коэффициент противодействия; μ — соотношение высот приведенных столбов газа в полости противодействия и в рабочей полости; h_0 — приведенная высота столба газа в рабочей полости; k_a — коэффициент сопротивления амортизатора; $\Delta_{л(n)}$ — ход штока гидропневматического упругого элемента относительно цилиндра для левой (правой) стороны автомобиля; $\dot{\Delta}_{л(n)}$ — скорость относительного перемещения штока и цилиндра упругого элемента подвески; κ — показатель политропы; $F_{тр}$ — сила сухого трения в одном упругом элементе.

Нормальные реакции дороги, действующие на i -е колесо:

$$F_{ni} = c_{ш} (\Delta_{ш0} - q_4 \pm b_{kj} \sin q_3 - r_6 (1 - \cos q_3) + h_{qi}) - k_{ш} \dot{\Delta}_{шi}, \quad (3)$$

где $c_{ш}$ — нормальная жесткость одной шины; $\Delta_{ш0}$ — статический прогиб шины; h_{qi} — высота неровности дороги под i -м колесом; $k_{ш}$ — коэффициент демпфирования шины; $\dot{\Delta}_{шi}$ — скорость радиальной деформации i -й шины.

В выражении (3) при $i = 1$ и $i = 4$ необходимо принимать $j = 1$, а при $i = 2$ и $i = 3 - j = 2$. Знак плюс перед третьим слагаемым в скобках принимают для правых колес, минус — для левых. Распределение боковых сил в зоне контакта колеса с дорогой считается равномерным и пропорциональным боковой деформации шины. Боковая реакция под i -й шиной

$$F_{6i} = c_{ш.б} q_5 - k_{ш.б} \dot{q}_5,$$

где $c_{ш.б}$, $k_{ш.б}$ — боковая жесткость и коэффициент демпфирования шины.

Предлагаемая математическая модель позволяет исследовать следующие режимы движения автомобиля: круговое установившееся движение по гладкой горизонтальной поверхности (вход в поворот, обгон и др.); прямолинейное движение по дороге с любым микропрофилем; криволинейное неустановившееся движение по дороге с любым микропрофилем.

Решение системы дифференциальных уравнений (2) найдено методом

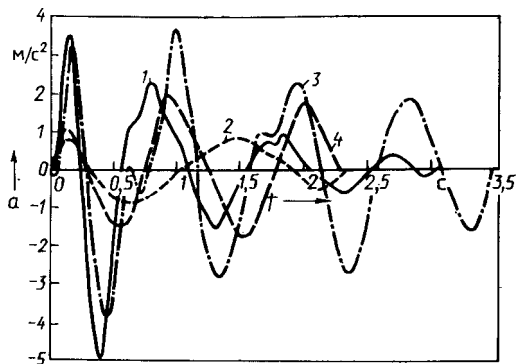


Рис. 2. Вертикальные (1, 2) и горизонтальные поперечные (3, 4) ускорения поддрессоренных масс: 1, 3 — грузеный автомобиль; 2, 4 — снаряженный

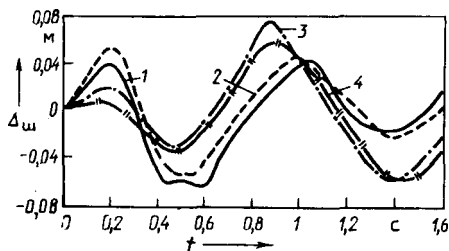


Рис. 3. Радиальная деформация шин:
 1 ← левой наружной; 2 ← левой внутренней;
 3 ← правой наружной; 4 ← правой внутренней

Рунге—Кутта при шаге интегрирования 0,005 с, причем на каждом шаге для вычисления старших производных решали системы линейных алгебраических уравнений, по форме совпадающие с (2).

Результаты моделирования проезда автомобилем единичного косинусоидального препятствия длиной 5 м и высотой 0,1 м со скоростью 11,11 м/с (40 км/ч) представлены на рис.2 и 3. Исходные данные: высота центра масс поддресоренных масс над опорной поверхностью $h = 4,2$ м; поддресоренная масса 187 500 кг, неподдресоренная — 46 000 кг; момент инерции поддресоренных масс $220\,000$ кг·м², неподдресоренных — $180\,000$ кг·м²; $F_{и0} = 0$; $F_{и1} = 0$; $l_{ш} = 1,22$ м; $h_1 = 1,21$ м; $r_6 = 1$ м; $l_1 = 0,756$ м; $h = 1,056$ м; $l = 1,01$ м; $b_p = 2,5$ м; $b_{к1} = 4,3$ м; $b_{к2} = 6,9$ м; $h_0 = 0,07$ м; $a_0 = 0$; $a_1 = -0,04$ рад; $c_{ш} = 3516 \cdot 10^3$ Н/м; $k_{ш} = 15\,230$ Н·с/м; $c_{ш.6} = 18 \cdot 10^5$ Н/м; $k_{ш.6} = 6000$ Н·с/м; $k_a = 2,25 \cdot 10^5$ Н·с/м; $k = 0,1$; $\mu = 1$; $\kappa = 1$; $F_{тр} = 3000$ Н.

Вертикальные ускорения поддресоренных масс в точке крепления упругого элемента к лонжерону рамы снаряженного автомобиля, направленные вверх, достигают $0,35g$, а направленные вниз, — $0,5g$. Для груженого автомобиля значения этих величин составляют примерно $0,38g$, т.е. незначительно отличаются от указанных выше. Горизонтальные поперечные ускорения центра поддресоренных масс снаряженного автомобиля составляют $(0,15... 0,18)g$, груженого — $(0,08... 0,1)g$, т.е. 25–30 % от вертикальных ускорений.

Частоты собственных колебаний поддресоренных масс груженого автомобиля около 1 Гц, снаряженного — 1,1–1,2 Гц, т.е. практически одинаковы, что объясняется принятым соотношением жесткостей подвески и шин.

Максимальная деформация шин относительно начального (статического) деформированного их состояния составляет 0,04–0,06 м. При наезде левой шины на препятствие происходит незначительное сжатие правых шин, т.е. имеет место перераспределение нагрузки на шины.

Предлагаемая математическая модель может использоваться как составная часть моделей более высокого уровня, позволяющих на основе пространственной расчетной схемы моделировать динамику автомобиля с подвесками других конструкций.

Список литературы

1. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2. Динамика. М., 1977.

ИССЛЕДОВАНИЕ НА ЭВМ КАЧЕСТВА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ
СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Современные автомобили не в полной мере соответствуют требованиям стандартов [1, 2] по виброзащите людей. Поэтому весьма актуальной остается проблема совершенствования подвесок для существующих и разработки новых для проектируемых автомобилей.

С целью сокращения объема натурных испытаний при разработке и доводке систем поддрессирования авторами данной работы выполнены теоретические исследования свойств виброзащитных устройств транспортной машины в системе дорога—автомобиль—водитель с применением ЭВМ. Для реализации машинного эксперимента разработано программное обеспечение статистического анализа случайных колебаний автомобиля в упомянутой системе. Оно обеспечивает возможность выполнения численных экспериментов на ЭВМ по определению плавности хода автомобиля с разными структурами гидропневматических, комбинированных и рессорных подвесок при движении по типовым дорогам, соответствующим покрытию испытательных участков автополигона НАМИ.

Расчетная схема колебательной системы с учетом поддрессирования сиденья водителя приведена на рис. 1. Необходимо было смоделировать профиль специальных участков типовых автомобильных дорог. Основной характеристикой микропрофиля дороги является спектральная плотность распределения дисперсии высоты неровностей дороги

$$S(n) = S(n_0)(n/n_0)^{\omega_i}, i = 1, 2, n_1 \leq n \leq n_2,$$

где n — частота разложения функции микропрофиля дороги в ряд Фурье, обратно пропорциональная длине L гармонических слагаемых этого ряда (так называемая путевая частота), рад/м; $n = 2\pi/L$; $S(n)$ — спектральная плотность распределения дисперсии высоты неровностей дороги при частоте n , м³/рад; $S(n_0)$ — спектральная плотность распределения дисперсии при значении аргумента n_0 , м³/рад; n_0 — путевая частота в точке перегиба спектральной кривой; n_1 — минимальная путевая частота, рад/м; n_2 — максимальная путевая частота, рад/м; L_1, L_2 — максимальная и минимальная длина волны неровности, м; ω_i — показатель степени: ω_1 при $n_1 \leq n \leq n_0$, ω_2 — при $n_0 \leq n \leq n_2$.

Для ровной дороги с цементобетонным покрытием $L_1 = 39,2$ м; $L_2 = 0,37$ м; $n_1 = 0,16$ рад/м; $n_2 = 17$ рад/м; $S(n_0) = 3,4 \cdot 10^{-4}$ м³/рад; $n_0 = n_1$; $\omega_1 = -2,5$. Для ровной булыжной дороги без выбоин $L_1 = 24$ м; $L_2 = 0,25$ м; $n_1 = 0,26$ рад/м; $n_2 = 25$ рад/м; $S(n_0) = 2,5 \cdot 10^{-6}$ м³/рад; $n_0 = 11,8$ рад/м; $\omega_1 = -1$; $\omega_2 = -3,4$. При изношенном асфальтобетонном покрытии с выбоинами $L_1 = 24$ м; $L_2 = 0,25$ м; $n_1 = 0,26$ рад/м; $n_2 = 25$ рад/м; $S(n_0) = 8,5 \cdot 10^{-5}$ м³/рад; $n_0 = 0,57$ рад/м; $\omega_1 = -4$; $\omega_2 = -2$. Для булыжной дороги в плохом состоянии $L_1 = 11,8$ м; $L_2 = 0,125$ м; $n_1 = 0,53$ рад/м; $n_2 = 50$ рад/м; $S(n_0) = 5,3 \cdot 10^{-4}$ м³/рад;

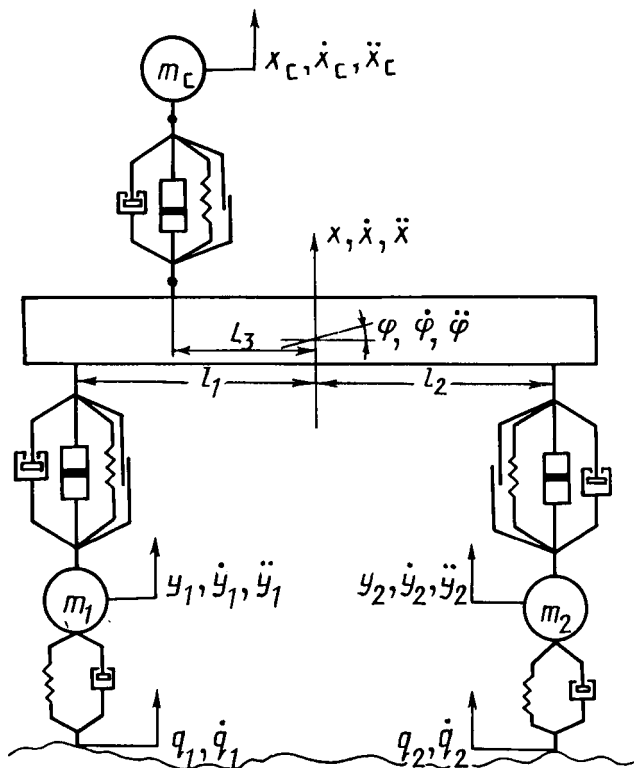


Рис. 1. Расчетная схема колебаний двухосного автомобиля в системе дорога-автомобиль-водитель

$n_0 = 1,8$ рад/м; $\omega_1 = 1,4$; $\omega_2 = -3$. Для разбитой грунтовой дороги $L_1 = 11,8$ м; $L_2 = 0,125$ м; $n_1 = 0,53$ рад/м; $n_2 = 50$ рад/м; $S(n_0) = 1,4 \cdot 10^{-6}$ м³/рад; $n_0 = 5,3$ рад/м; $\omega_1 = -4$; $\omega_2 = -2$.

Для моделирования микропрофиля типовых участков дорог разработана подпрограмма WOZM, использующая при работе пакет прикладных программ для моделирования случайных процессов заданных мерности и спектра [3, 4].

Специфика математического моделирования обусловила большой объем подготовительных работ по дискретизации спектральных оценок профиля участков дорог названных пяти типов. При разовом обращении к подпрограмме WOZM моделируется профиль участка дороги длиной L_1 (максимальная длина волны). Для моделирования дорожного участка длиной L_M в программе пользователя необходимо предусмотреть обращение к модулю WOZM L_M/L_1 раз.

Воспроизводимые подпрограммой WOZM микропрофили пяти типовых участков дорог представлены на рис. 2.

Вторая задача заключалась в машинном моделировании системы поддрессирования двухосного автомобиля с учетом поддрессирования сиденья води-

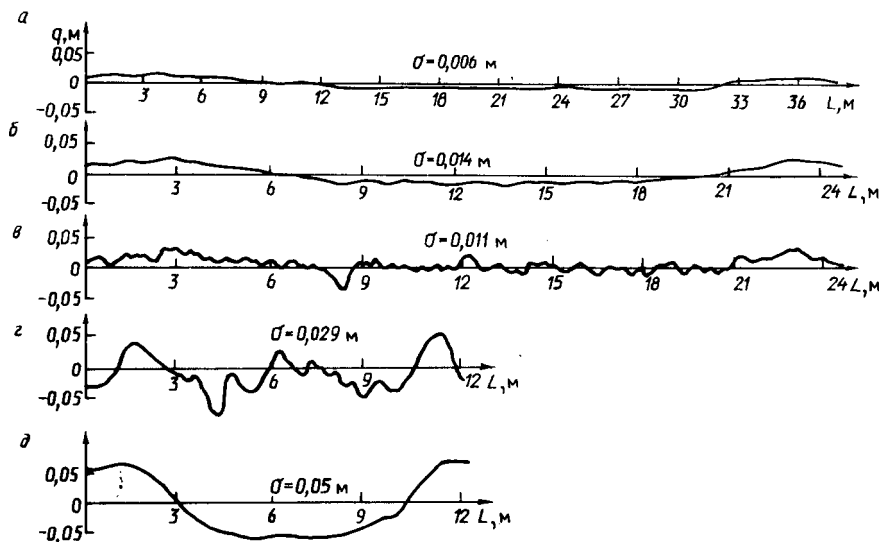


Рис.2. Микропрофиль в пределах максимальной длины (волны) неровности дороги: а — ровной с цементобетонным покрытием; б — с изношенным асфальтобетонным; в — ровной булыжной; г — булыжной с выбоинами; д — разбитой грунтовой

теля. Принятая расчетная схема (см. рис. 1) описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений 10-го порядка.

В математической модели можно рассматривать в качестве упругого элемента передней, задней опор и сиденья водителя гидропневматический элемент или рессору (или то и другое вместе). В качестве диссипативного элемента можно включать амортизатор гидравлический с характеристикой, зависящей не только от скорости деформации упругого элемента, но и от относительного перемещения подрессоренных и непрорессоренных элементов автомобиля. В характеристике шины учитываются как упругие, так и диссипативные ее свойства. Имеется возможность фиксировать отрыв шин от дороги.

С целью анализа плавности хода автомобилей выполнены численные эксперименты на ЭВМ применительно к параметрам груженого автомобиля ГАЗ-53А с гидропневматической и рессорной подвесками. При этом варьировались жесткостные характеристики амортизаторов, сиденья и шин. Во всех рассмотренных вариантах подвески автомобиля жесткость упругих элементов соответствовала одному из четырех значений парциальной частоты собственных колебаний центра масс подрессоренных элементов — 2,0 Гц, 1,32, 1,17, 0,83 Гц. Номера вариантов подвесок соответствуют указанным частотам. Сила трения в подвесках принята равной 6,7 % от нагрузки, приходящейся на них, что реально наблюдается в разработанных конструкциях гидропневматических подвесок. Жесткость подвески, соответствующая вариантам 2—4, на грузовых автомобилях в большинстве случаев практически может быть реализована только при статическом регулировании положения кузова. Допустимый ход подвески от положения статического равновесия при отбое и сжатии принят равным 12 см при вероятности отрыва колес от дороги 0,003.

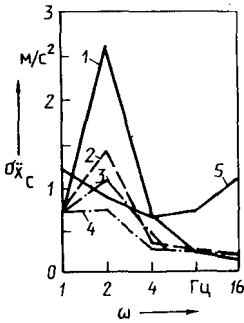


Рис. 3. Среднеквадратичные вертикальные ускорения сиденья водителя:
 1-4 — при соответствующем варианте подвески и скорости движения автомобиля 30 км/ч по разбитой грунтовой дороге;
 5 — предельно допустимые среднеквадратичные вертикальные виброускорения [1, 3]

Результаты расчета 1-го варианта подвески применительно к движению автомобиля по разбитой булыжной дороге со скоростью 10–20 км/ч показывают, что вертикальные ускорения сиденья водителя в несколько раз превышают предельно допустимые, при этом наблюдается отрыв колес от дороги и "пробой" подвески.

Результаты, приведенные в табл. 1, получены при следующих значениях коэффициентов сопротивления амортизаторов и жесткости шин:

$$k_1 = \begin{cases} 6,6 \text{ кН}\cdot\text{с/м,} & \text{если } |\Delta_{01} - \Delta_1| < 0,018 \text{ м или} \\ & \text{если } |\Delta_{01} - \Delta_1| \geq 0,018 \text{ м и } |\dot{\Delta}_1| \geq 0,14 \text{ м/с,} \\ 13,2 \text{ кН}\cdot\text{с/м,} & \text{если } |\Delta_{01} - \Delta_1| \geq 0,018 \text{ м и } |\dot{\Delta}_1| < 0,14 \text{ м/с;} \end{cases}$$

$$k_2 = \begin{cases} 21 \text{ кН}\cdot\text{с/м,} & \text{если } |\Delta_{02} - \Delta_2| < 0,018 \text{ м или} \\ & \text{если } |\Delta_{02} - \Delta_2| \geq 0,018 \text{ м и } |\dot{\Delta}_2| \geq 0,14 \text{ м/с,} \\ 42 \text{ кН}\cdot\text{с/м,} & \text{если } |\Delta_{02} - \Delta_2| \geq 0,018 \text{ м и } |\dot{\Delta}_2| < 0,14 \text{ м/с.} \end{cases}$$

Жесткость сиденья водителя $c_0 = -2 \text{ кН/м}$.

Рекомендуемые характеристики гидропневматических подвесок, шин и сидений обеспечивают требуемую плавность хода автомобиля при его движении по разбитой булыжной дороге со скоростью 10 и 15 км/ч.

Показана возможность существенного повышения плавности хода и скорости движения автомобиля на подобных дорогах. Если для первого варианта жесткости подвески скорость автомобиля по вибронегруженности сиденья

Табл. 1. Показатели плавности хода автомобиля ГАЗ-53А с гидропневматической подвеской (ГП) при движении по разбитой булыжной дороге

Вариант	v_a , км/ч	\ddot{x}_c , м/с ²	Δ_1 , см	Δ_2 , см	Δ_3 , см	δ_1 , см	δ_2 , см	\ddot{x}_{c1} , м/с ²	\ddot{x}_{c2} , м/с ²	\ddot{x}_{c3} , м/с ²	\ddot{x}_{c4} , м/с ²	\ddot{x}_{c5} , м/с ²
4ГП	10	1,35	2,62	2,25	2,00	0,89	0,94	1,70	0,62	0,37	0,21	0,13
4ГП	15	1,76	3,48	3,09	2,65	1,24	1,30	1,17	0,67	0,35	0,19	0,12

водителя (рис. 3) ограничена 20 км/ч, то в четвертом варианте она может быть увеличена до 35 км/ч, и это не является пределом.

На ровной цементобетонной и булыжной дорогах без выбоин при принятом уровне трения в подвесках вибронгруженности элементов автомобиля по уровню вертикальных виброускорений соответствует требованиям ГОСТа [1].

Результаты апробации разработанного программного обеспечения по исследованию на ЭВМ качества функционирования системы виброзащиты двухосного транспортного средства показывают достаточную надежность программ и достоверность получаемых результатов.

Список литературы

1. ГОСТ 12.1.012—78. ССБ. Вибрация, Общие требования безопасности. М., 1978.
2. ИСО МО 2331—78. Вибрация, передаваемая человеческому телу: Руководство по оценке воздействия на человека. М., 1978.
3. Петровский А.А. и др. Цифровое моделирование случайных процессов: Лаборатор. практикум. Мн., 1982.
4. Фурунжиев Р.И. и др. Построение модели дорожных возмущений для задач цифрового моделирования и стендовых виброиспытаний колесных машин // Проблемы машиностроения. Киев, 1985. Вып. 24.

УДК 629.113-621.2

П.Р. БАРТОШ, С.В. ГИЛЬ,
канд-ты техн. наук (БПИ)

К РАСЧЕТУ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОУСИЛИТЕЛЕЙ

Широкое использование в автомобилях и других мобильных машинах следящих приводов, осуществляющих регулирование исполнительных органов, вызвало необходимость применения мощных силовых систем управления и точной обработки управляющих сигналов. Основными в этих системах являются усилители мощности, выполняющие усиление входных сигналов и управление исполнительными механизмами. Особая потребность в этих устройствах возникает при создании различных электрогидравлических следящих систем, так как используемые в них преобразователи электрической энергии в механическую имеют ограниченные габариты и часто не могут реализовать необходимые усилия исполнительных механизмов. Увеличение передаваемой мощности происходит за счет энергии рабочей жидкости, подводимой под давлением от насосной станции (насоса).

Наибольшее распространение получили усилители с дроссельным (золотниковым или типа сопло—заслонка) управлением [1]. Математическое моделирование таких гидроусилителей показывается на примере усилителя сопло—заслонка (рис. 1). Рассматривается динамика гидравлических цепей с учетом податливости основных элементов (рабочей жидкости, магистралей, цилиндров и т.д.).

В модели приняты следующие допущения: волновые процессы в гидравлических магистралах вследствие малой длины последних не влияют на пере-

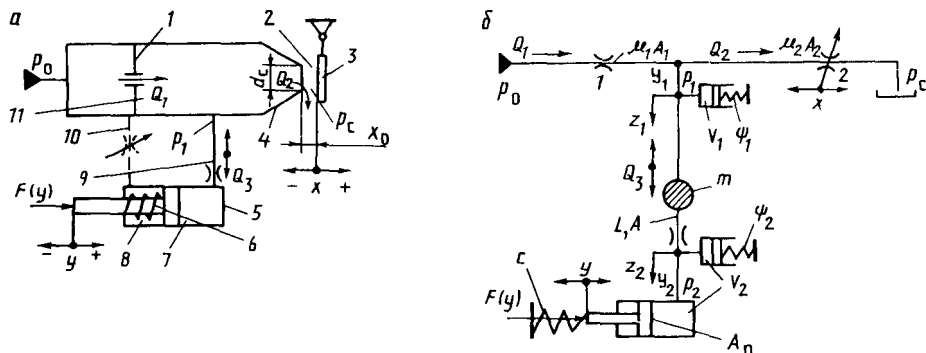


Рис. 1. Принципиальная (а) и расчетная (б) схемы гидроусилителя типа сопло-заслонка: 1 — постоянный дроссель; 2 — зазор; 3 — заслонка; 4 — сопло; 5 — цилиндр; 6 — пружина; 7 — рабочая полость цилиндра; 8 — штоковая полость; 9 — трубопровод; 10 — магистраль; 11 — рабочая полость сопла

ходный процесс; вязкость, плотность, температура рабочей жидкости и содержание нерастворенного воздуха в ней не изменяются в течение переходного процесса; отсутствуют утечки жидкости.

В расчетной схеме податливости основных элементов гидроусилителя условно показаны в виде гидроцилиндров переменного объема V_1 и V_2 , поршни которых связаны с корпусом через упругие элементы с коэффициентами податливости ψ_1 и ψ_2 . Эти коэффициенты характеризуют суммарные деформации объема жидкости соответственно на входе и выходе из гидроцепи при изменении давления. Они определяются по выражению [2]

$$\psi(p) = 0,0182 \left(\frac{1 - V_n}{k_2} \ln \left| \frac{k_1 + k_2 p_{\max}}{k_1 + k_2 p_0} \right| - V_n / p_{\max}^{1/n} + V_n \right) e^{-0,0165(p-p_0)},$$

где k_1, k_2 — параметры, характеризующие жидкую фазу [2]; V_n — относительный начальный объем воздуха в гидровоздушной смеси; p_{\max}, p_0, p — максимальное, начальное и текущее давление жидкости; n — показатель полнотры: $n = 1,4$.

Если податливости элементов не учитываются, то $\psi_1 = \psi_2 = 0$.

Значение V_1 определяется суммарным объемом камеры 11 между дросселями 1, 2 и половины магистрали 9, а V_2 — суммарным объемом рабочей полости 7 цилиндра 5 и половины магистрали 9, равным $0,54l$ (A, l — соответственно площадь живого сечения и длина магистрали).

В трубопроводе 9 находится жидкость массой m . Перемещения столба жидкости на входе и выходе из трубопровода 9 обозначены на расчетной схеме соответственно z_1 и z_2 , а перемещение поршня исполнительного элемента — y .

Входное воздействие в усилителе, соответствующее перемещению x заслонки 3, реализуется в виде различных функций $x = f_1(t)$, т.е. изменяется во вре-

мнии по ступенчатому, линейному, экспоненциальному или случайному закону. От x зависит коэффициент расхода μ_2 и площадь проходного сечения A_2 промежуточного дросселя 2, т.е. $\mu_2 A_2 = f_2(x)$.

На поршень исполнительного элемента 5 действует полезная нагрузка $F(y)$ — реакция управляемых механизмов. Эта нагрузка может быть задана в виде различных функций перемещения поршня, т.е. $F = f_3(y)$. В простейшем случае

$$F(y) = F_0 + cy,$$

где F_0 — начальная нагрузка; c — жесткость пружины.

Рассмотрим динамику системы при перемещении заслонки усилителя с использованием метода электрогидравлических аналогий [2].

Баланс давлений в гидроцепи 9 при учете инерционных потерь давления p_j рабочей жидкости, потерь давления по длине магистрали p_l и в местных сопротивлениях p_M :

$$p_1 = p_j + p_l + p_M + p_2,$$

где p_1 , p_2 — давление соответственно в междроссельной камере и рабочей полости исполнительного элемента:

$$p_j = \rho l \frac{d^2 z_1}{dt^2};$$

$$p_l = 27,5 \frac{\rho \nu l}{A} \frac{dz_1}{dt} + 0,443 \frac{k_e \rho l}{\sqrt{A}} \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt};$$

$$p_M = 0,5 \rho \xi \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt}.$$

После подстановки выражений p_j , p_l и p_M в уравнение баланса давлений получаем

$$\rho l \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 27,5 \frac{\rho \nu l}{A} \frac{dz_1}{dt} + (0,443 \frac{k_e \rho l}{\sqrt{A}} +$$

$$+ 0,5 \rho \xi) \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} + p_2 - p_1 = 0,$$

где ρ, ν — плотность и коэффициент кинематической вязкости жидкости; k_e — коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от шероховатости стенок гидравлических магистралей [1]; ξ — коэффициент местного сопротивления, зависящий от типа последнего и режима течения в нем жидкости (функцией $\operatorname{sgn}(dz_1/dt)$ учитывается направление течения жидкости).

Уравнение баланса расходов в узле Y_1 :

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_{\text{сж1}}.$$

Расходы Q_1 и Q_2 через дроссель 1 и зазор 2 определяются по уравнению

$$Q_i = \mu_i A_i \sqrt{2\Delta p_i / \rho},$$

где μ_i — коэффициент расхода рабочей жидкости через дроссель; A_i — площадь проходного сечения дросселя; Δp_i — перепад давлений жидкости на входе и выходе из дросселя.

Расход жидкости в магистрали 9

$$Q_3 = A \frac{dz_1}{dt} = A \frac{dz_2}{dt}.$$

Объемный расход на деформацию (сжатие) рабочей жидкости в объеме V_1 [2]

$$Q_{\text{сж1}} = \psi_1 V_1 \frac{dp_1}{dt}.$$

Подстановкой выражений расходов в уравнение их баланса получаем

$$\begin{aligned} \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho}} &= \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_c)}{\rho}} + \\ &+ A \frac{dz_1}{dt} + \psi_1 V_1 \frac{dp_1}{dt}, \end{aligned}$$

откуда

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{1}{\sqrt{\rho} \psi_1 V_1} (\sqrt{2}(\mu_1 A_1 \sqrt{p_0 - p_1} - \mu_2 A_2 \sqrt{p_1 - p_c}) - \\ &- A\sqrt{\rho} \frac{dz_1}{dt}). \end{aligned}$$

Уравнение движения поршня без учета его массы и сил трения

$$A_n p_2 = F(y) = F_0 + cy,$$

где $p_2 = (F_0 + cy) / A_n$; A_n — площадь поршня.

Дифференцируя это выражение, имеем

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{c}{A_n} \frac{dy}{dt}.$$

Уравнение баланса расходов в узле Y_2 :

$$Q_3 = Q_n + Q_{сж2}.$$

Расход жидкости в рабочей полости цилиндра

$$Q_n = A_n \frac{dy}{dt}.$$

Объемный расход на деформацию (сжатие) жидкости в объеме V_2

$$Q_{сж2} = \psi_2 V_2 \frac{dp_2}{dt},$$

где $V_2 = A_n (y_{\min} + y) + 0,5A_1$; y_{\min} — эквивалентная длина цилиндра, соответствующая начальному объему жидкости в нем.

Подставив выражения Q_n , Q_3 и $Q_{сж2}$ в уравнение баланса расходов в узле Y_2 , получим

$$A \frac{dz_2}{dt} = A_n \frac{dy}{dt} + V_2 \psi_2 \frac{dp_2}{dt} = A \frac{dz_1}{dt},$$

откуда

$$\frac{dy}{dt} = \frac{AA_n}{A_n^2 + V_2 \psi_2 c} \frac{dz_1}{dt}.$$

Решив эти уравнения с помощью ЭВМ, можно найти различные динамические характеристики, а по ним — давление, скорость перемещения жидкости и поршня.

Разработанная модель позволяет также определять конструктивные параметры гидроусилителя и гидросистемы в целом. Принимая различные геометрические параметры при расчете, по полученным динамическим характеристикам можно судить о степени совершенства схемы и конструктивных параметрах гидросистем.

Модель для расчета двух- и четырехщелевых гидроусилителей составляет с помощью приведенных выше формул. В этих схемах увеличивается только число контуров, которые математически описываются так же, как рассмотрено выше.

Список литературы

1. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М., 1979.
2. Метлюк Н.Ф., Аветушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М., 1980.

АЛГОРИТМ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ И СТРУКТУРА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВСТРОЕННОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ КАРЬЕРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Одной из основных задач при проектировании встроенной системы диагностирования гидроприводов карьерных автомобилей (ВСД ГПКА) является разработка программного обеспечения бортовой микроЭВМ, с помощью которого система функционирует в соответствии с заданным алгоритмом.

В объединенный гидропривод карьерных автомобилей БелАЗ грузоподъемностью 75–180 т входят приводы основной тормозной системы, рулевого управления и механизма разгрузки грузовой платформы. Ввиду многомерности объекта диагностирования и связанного с этим достаточно большого объема обрабатываемой информации принят модульный принцип построения программного обеспечения.

Исходным параметром при проектировании бортовой микроЭВМ является объем памяти постоянного (ПЗУ) и оперативного (ОЗУ) запоминающих устройств. Специфика программного обеспечения бортовой микроЭВМ в отличие от стационарной — объем ее памяти регламентирован и должен соответствовать объему записываемой информации.

Традиционным методом управления бортовыми средствами контроля является построение алгоритма по отклонению $\Delta Y(t)$ измеряемой величины $Y(t)$ от ее заданного значения $Y_0(t)$ [1]. Однако такой метод позволяет установить лишь выход значений контролируемого параметра за допустимые пределы и не конкретизирует причину неисправности системы.

Повышение эффективности использования карьерных автомобилей связано со снижением непроизводительных их простоев, увеличением сроков службы агрегатов за счет полной выработки ресурса. Значительные потери времени при эксплуатации карьерных автомобилей особо большой грузоподъемности обусловлены необходимостью поиска неисправностей элементов систем, имеющих гидравлический привод, сложностью гидросистем, трудоемкостью монтажа измерительного оборудования, вахтовым режимом эксплуатации таких автомобилей.

Использование бортовой микроЭВМ и встроенных датчиков делает возможным создание экспертной системы с элементами искусственного интеллекта. Такая система на основе логического анализа значений контролируемых параметров выявляет неисправный элемент гидропривода, указывает путь устранения неисправности и предупреждает о предаварийной обстановке. При этом ускоряется процесс предвыездного контроля, упрощаются некоторые регулировочные операции, становятся осуществимыми прогнозирование ресурса некоторых элементов гидропривода и переход к стратегии технического обслуживания автомобилей по необходимости. Кроме того, на более высоком уровне решается одна из основных задач диагностики — обеспечение безопасности автотранспортных средств.

В связи с проектированием системы диагностирования, включающей элементы искусственного интеллекта, возникла необходимость разработки алгоритмов поиска и локализации неисправностей гидропривода карьерных автомобилей встроенными средствами. Перспективными здесь являются методы математической логики, в частности теории графов [2].

Состояние системы описывается с помощью комплекса признаков

$$P = (p_1, p_2, \dots, p_j),$$

где p_j — признак, имеющий m_j разрядов.

Наблюдаемое состояние системы соответствует определенной реализации признака

$$P.* = (p_1^*, p_2^*, \dots, p_j^*).$$

Построение алгоритма поиска и локализации неисправности гидропривода основывается на решающем правиле, которое ставит в соответствие одному из известных диагнозов определенную совокупность фактически наблюдаемых признаков. Алгоритм определяет логическую функцию

$$Y = (p_1, p_2, \dots, p_j),$$

значения которой записываются в конечных вершинах граф-схемы и отражают множество диагнозов.

На основе алгоритма и разрабатывается программное обеспечение ВСД ГПКА, которое включает два основных блока: библиотеку специальных программ и библиотеку прикладных программ. В библиотеку специальных программ входят модули начального включения системы и проверки функционирования узлов бортовой микроЭВМ, управляющая программа, подпрограммы для обращения к внешним устройствам и т.п. Программы начального включения и проверки функционирования узлов микроЭВМ начинают работать по импульсу в момент подключения системы к бортовой сети автомобиля и реализуют начальную настройку и тестовую проверку работы бортовой микроЭВМ (рис. 1). При этом проверяется ОЗУ с последовательным включением элементов аварийной световой сигнализации ВСД. Затем осуществляются очистка и заполнение символами "забой" всех позиций дисплея, проверяется состояние клавиатуры и выводится текстовое сообщение о завершении тестирования системы. Далее производится инициализация всех программных переменных, вектора немаскируемого прерывания системы, связанного с системным таймером. Последний программируется, и разрешается его работа.

Программное обеспечение используется циклически. За последовательностью выполнения функциональных модулей следит управляющая программа. В каждом цикле работы осуществляется проверка состояния клавиатуры. По команде происходит вызов соответствующего модуля из блока прикладных программ. Для работы с внешними устройствами (дисплеем, клавиатурой, световой и звуковой сигнализацией, АЦП) используются специальные подпрограммы. Обращение к ним такое же, как к обычным подпрограммам (векторы прерываний в ОЗУ с целью увеличения рабочего объема

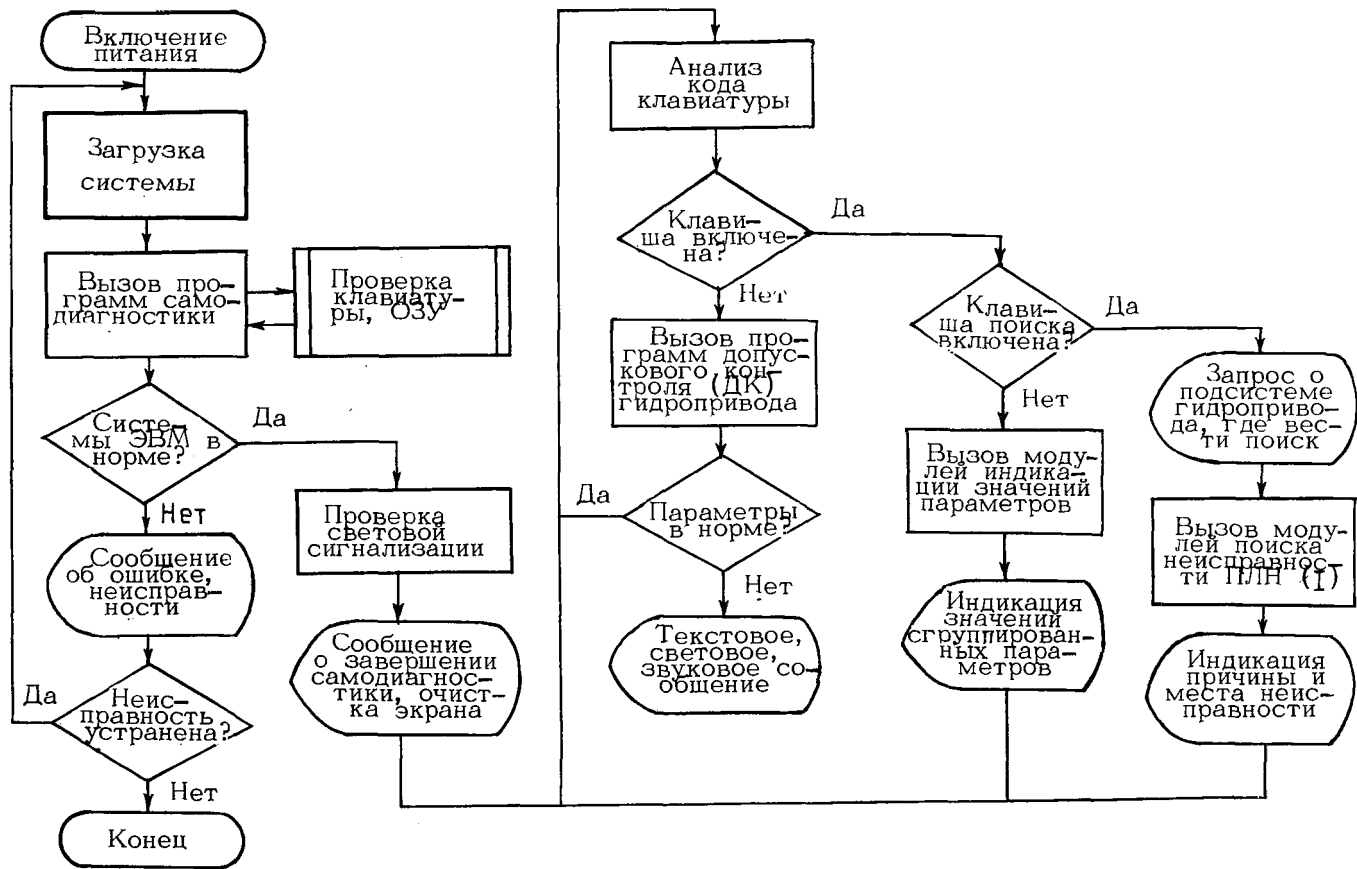


Рис. 1. Алгоритм функционирования встроенной системы диагностирования гидропривода карьерного автомобиля

памяти ОЗУ и повышения помехоустойчивости системы не используются).

Разработанные специальные программы являются универсальными для принятой архитектуры ВСД ГПКА и практически не изменяются при расширении функциональных возможностей системы диагностирования, а следовательно, и прикладных программ.

Структура прикладного программного обеспечения формируется в соответствии с алгоритмом работы ВСД ГПКА (см. рис. 1). После сообщения о готовности к работе микроЭВМ приступает к циклическому опросу датчиков, установленных в контрольных точках объединенного гидропривода автомобиля [3]. При этом из ПЗУ вызывается модуль ДК, осуществляющий допусковой контроль основных параметров объекта диагностирования. В случае отклонения значений контролируемых параметров от допустимых происходит обращение к библиотеке аварийных сообщений. В зависимости от степени аварийности ситуации с помощью подпрограмм обращения к устройствам включается световая и звуковая сигнализация. Текстовые сообщения отображаются на дисплее. В ПЗУ устройства отображения может храниться до четырех страниц текстово-цифровой информации. "Перелистывание" страниц осуществляется автоматически после выдержки временного интервала или после включения соответствующей клавиши.

Обращение к остальным модулям прикладного программного обеспечения производится по запросу водителя (оператора) включением клавиш блока управления.

Для вызова модулей ПЛН (1) поиска и локализации неисправностей в подсистемах гидропривода анализируется состояние клавиши поиска неисправностей и клавиши, указывающей подсистему автомобиля, в которой необходимо найти неисправный блок. Например, модуль ПЛН (1) осуществляет поиск неисправностей на основе логического анализа комбинаций значений контролируемых параметров гидропривода механизма разгрузки, модуль ПЛН (2) — питающей части объединенного гидропривода и т.д. Основанием для обращения к модулю ПЛН (1) является предупреждение ВСД ГПКА в режиме допускового контроля или очевидное проявление нарушения правильности функционирования систем автомобиля.

Контролируемые параметры индицируются на дисплее в текстово-цифровой форме с помощью модулей ИП (1). Для удобства восприятия информации параметры группируются по различным признакам. Например, модуль ИП (1) отображает на экране все контролируемые параметры тормозного привода, ИП (2) — давление рабочей жидкости во всех контрольных точках, модуль ИП (3) предназначен для индикации основных параметров, подлежащих предвыездному контролю.

Выход из программных модулей, вызванных по запросу водителя, осуществляется включением клавиши очистки экрана, после чего ВСД ГПКА вновь функционирует в режиме циклического допускового контроля.

Язык программного обеспечения — ассемблер микропроцессора K1810BM86. Прикладные программы, разработанные на языке высокого уровня для персональной ЭВМ ЕС 1840, транслировались и записывались в ПЗУ бортовой микроЭВМ.

Макетный образец ВСД ГПКА по заданным алгоритмам осуществляет допусковой контроль, индикацию значений параметров, сгруппированных по

различным признакам, а также производит частичный поиск и локализацию неисправностей гидропривода карьерных автомобилей. Объем памяти ПЗУ, необходимый для реализации этих алгоритмов — 12 К. Работоспособность макетного образца подтверждена лабораторными испытаниями.

Список литературы

1. Биргер И.А. Техническая диагностика. М., 1978. 2. Рейнгольд Э., Нивергельт Ю., Део Н. Комбинаторные алгоритмы: Теория и практика. М., 1980. 3. Метлюк Н.Ф. и др. Вибронагруженность и микропроцессорная встроенная система диагностирования объединенного гидропривода автомобиля грузоподъемностью 110 и 180 тонн//Гидравлика и пневматика. Казанльк, 1988.

УДК 552.55

Н.В.КИСЛОВ, д-р техн. наук,
В.В.ПИНЧУК (БПИ)

СИНТЕЗ ЭЛЕМЕНТНЫХ СХЕМ СОЕДИНИТЕЛЬНО-МОНТАЖНЫХ МОДУЛЕЙ ГИДРОПРИВОДОВ

Приведение присоединительных размеров на стыковых плоскостях гидроаппаратов к одному типу способствует решению задачи агрегатирования гидроблоков управления мобильными техническими средствами [1]. Однако нельзя считать теоретические исследования по созданию агрегатного набора элементов исчерпывающими. Последнее обусловлено практикой реализации принципиальных схем гидроприводов мобильных машин таким образом, что элементные схемы их предохранения, разгрузки и сложных движений содержат, как правило, менее четырех гидроаппаратов. Кроме того, они часто характеризуются различными уровнями давления рабочей жидкости (например, из-за применения в схеме редуцированных и дифференциальных клапанов). Характер слива жидкости также может быть различным (свободный слив или с подпором). Поэтому создание монтажной схемы соединительно-монтажного модуля (СММ) с учетом изложенных особенностей элементных схем весьма актуально.

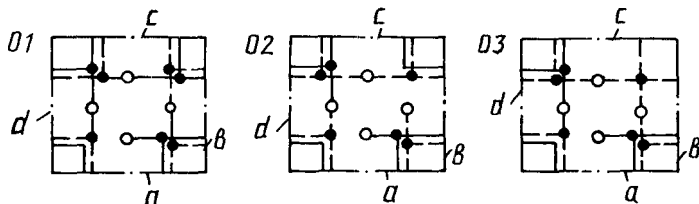
Под монтажной схемой СММ в дальнейшем будем понимать схему расположения сквозных магистральных и коммуникационных каналов. К числу основных задач относятся определение количества и расположения сквозных магистральных каналов, разработка структурных схем коммуникационных каналов, выходящих на боковые грани СММ. При этом с целью сокращения числа элементов в приводе количество исполнений СММ по монтажным схемам должно быть минимальным.

Первая задача решена при создании конструкции узла реверса, имеющего модульное соединение с СММ [2]. Конструкция позволяет в зависимости от установки реверса в гидроблоке выполнять системы с двумя различными подводами потока рабочей жидкости и разными ее сливами. Стыковые плоскости корпуса узла реверса соединены четырьмя сквозными магистральными каналами, расположенными вдоль осей симметрии крепежных отверстий и симмет-

рично относительно точки пересечения осей. Каналы слива и подвода жидкости имеют смежное расположение. Для обеспечения удобства монтажа гидроблоков управления, а также элементных схем магистральные каналы в СММ должны быть выполнены аналогичным образом.

Создание структурных схем коммуникационных каналов требует решения множества задач по разработке определенных элементных схем. При этом целесообразно представить исходные задачи в виде графов, вершинами которых являются сквозные магистральные каналы и гидроаппараты, а ребрами — линии связи между ними. Если вершинам, соответствующим магистральным каналам, присвоить, например, обозначения P, T — подвод и слив, P_1, T_1 — подвод и слив с иными уровнями давления, а вершинам, соответствующим гидроаппаратам, — обозначения последних, можно получить множество исходных задач. Решение каждого графа для СММ будет решением целого класса задач. В табл. 1 указанные графы перечислены таким образом, что обеспечивается наиболее полное заполнение граней СММ даже при наличии в элементной схеме менее четырех гидроаппаратов. Здесь вершины, соответствующие гидроаппаратам, обозначены точками, а соответствующие сквозным магистральным каналам — кружками. Заполнение граней СММ достигается совмещением элементных схем с различными уровнями давления рабочей жидкости, а также использованием одного общего или разных сливов с таким расчетом, чтобы общее количество гидроаппаратов не превышало четырех.

Табл. 1. Монтажные схемы соединительно-монтажного модуля (СММ)

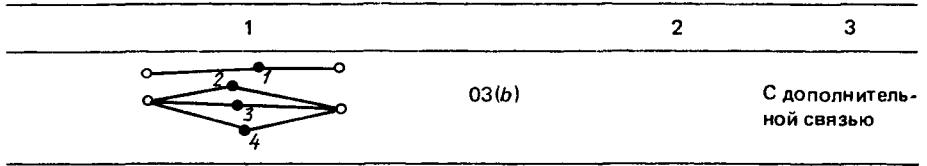


Граф схемы	Наличие решения при установке аппарата 1 в графе на плоскость j при i -м исполнении СММ ($i \neq O1, O2, O3$; $j \neq a, b, c, d$)	Примечание
1	2	3
	O1 (a-d), O2(a-d), O3(a-d)	
	O1 (a, b, d), O3(b)	
	O1(a, b, d), O2(a, b), O3(b)	

1	2	3
	01(b), 03(b)	
	01(b-d), 02(a-c), 03(a-c)	
	01(a-d), 02(a-d), 03(a-d)	
	01(a-d), 02(a-d), 03(a-d)	
	01(a, b, d), 02(a, b), 03(a-c)	
	01(a-d)	
	01(a, b, d), 02(a, b), 03(a, b)	
	01(a-c), 02(a), 03(a)	
	01(b-d), 02(a, b, c), 03(d)	
	01(a-d), 02(a, b), 03(a-c)	
	02(a)	
	01(a-d), 02(b, d), 03(b, d)	
	01(a, c, d), 02(b-d)	
	03(a)	

1	2	3
	01(c), 03(c)	
	01(c), 02(c), 03(c)	
	01(a-d), 02(a-d), 03(a-d)	
	01(a, b), 02(a)	
	03(a)	
	03(a)	С дополнитель- ной связью
	03(a)	То же
	03(c)	
	01(a), 02(a)	
	01(a-d), 02(a, c), 03(a, c)	
	01(a-d), 02(a-d), 03(a-d)	
	01(a-d), 02(a-d), 03(a-d)	
	01(b, c), 02(a, b)	
	01(a-d), 02(a-d), 03(a-d)	

1	2	3
	$01(a-d), 02(a, b), 03(a, b)$	
	$01(a, b)$	
	$02(a-d)$	
	$01(a-d), 02(a-d), 03(a-d)$	
	$01(a-d), 03(a, d)$	
	$03(d)$	
	$01(a-d)$	С дополнительной связью
	$02(a, b)$	То же
	$01(b, c), 02(a, b)$	
	$01(a, b, d), 02(a, b)$	
	$01(a, b)$	
	$01(a), 03(b)$	
	$01(a, b)$	С дополнительной связью



Обозначения: —○— сквозной магистральный канал; — коммуникационный канал верхнего уровня; — — — коммуникационный канал нижнего уровня; —●— соединение каналов; —●— распределительный гидроаппарат; —●A (B), B (A) — выводы распределительного гидроаппарата к исполнительным органам.

Анализ произвольно построенных монтажных схем СММ показывает, что для решения каждого нового графа требуется, как правило, новое исполнение СММ. Вместе с тем в двухкодовых аппаратах должно быть дополнительно выполнено по одному каналу для входа и выхода рабочей жидкости [1], чтобы при необходимости на боковых гранях СММ можно было производить перегруппировку коммуникационных каналов разных уровней (канал нижнего уровня переводить в верхний и наоборот). Следовательно, сокращение числа исполнений СММ достигается за счет введения новых коммуникационных каналов с иными соединениями, позволяющими решить для того же СММ новый граф без нарушения предыдущих. Это налагает одновременно и определенное требование к конструкции СММ — возможность усечения связей за счет устройства коммуникационных каналов. Технологически это достигается, например, выполнением резьбы на выходных участках каналов, чтобы иметь возможность устанавливать при необходимости пробки-заглушки и т.п.

При синтезе СММ с учетом необходимости сокращения количества их исполнений особое значение имеет порядок рассмотрения монтажных схем. Минимальное число исполнений СММ обеспечивается за счет отбора структурной схемы коммуникационных каналов методом вариаций. Суть метода заключается в следующем. Каждому графу присваивается номер, например, в порядке их расположения в таблице. Для первого графа строится монтажная схема, на которой решается граф следующего номера. Для этого требуется нанести новые связи — коммуникационные каналы, т.е. количество коммуникационных каналов t_1 в первой монтажной схеме необходимо увеличить на Δt_2 и т.д. На всех гранях СММ должно быть по четыре коммуникационных канала. Следовательно, количество коммуникационных каналов в СММ одного исполнения будет

$$T = t_1 + \sum_{i=2}^n \Delta t_i$$

Задача состоит в том, чтобы в СММ одного исполнения была обеспечена возможность реализации максимального количества схем. Очевидно, что для этого монтажные схемы надо рассматривать в такой последовательности, чтобы приращение Δt_i было минимальным, т.е. $n \rightarrow \max$ при $\Delta t_i \rightarrow \min$. С учетом этого условия построены СММ трех исполнений, позволяющие проводить синтез элементных схем, заданных графами (см. табл. 1).

В процессе решения графов, включающих распределительный гидроаппарат, определены также требования к его конструкции, которые состоят в сле-

дующем: 1) каналы Р и Т, А и В должны быть расположены соответственно по диагонали; 2) необходимо иметь два исполнения СММ по расположению каналов — Р, Т, А, В и Р, Т, В, А (поменять места каналов А и В во втором случае); 3) каналы А и В должны быть выведены как на присоединительную, так и на боковую плоскости СММ, при этом предусматривается возможность их усечения, т.е. выполнения на выходах резьбы. В табл. 1 расположение каналов Р и Т полностью совпадает с расположением коммуникационных каналов СММ.

Таким образом, реализация предлагаемых схем в гидросистемах автомобилей и тракторов позволит снизить трудоемкость и стоимость изготовления гидроблоков, их материалоемкость. Решения графов схем, приведенных в табл. 1, можно непосредственно использовать при проектировании гидроблоков управления.

Список литературы

1. Пинчук В.В., Кислов Н.В. Компоновка блоков гидроаппаратуры приводов машин // Механизация и автоматизация процессов добычи и переработки торфа. Мн., 1987.
2. А.с. 960472 СССР, МКИ³ 15 С 5/00. Устройство для монтажа гидро- и пневмоаппаратуры / В.В.Пинчук, М.К.Гераймович, В.И.Дорошенко. З. Харари Ф. Теория графов. М., 1973.
4. Габасов Р., Кириллова Ф.М. Методы оптимизации. Мн., 1981.

УДК 631.372.629.114.2-585

А.В.ПРОНЬКО (БПИ)

БАЛАНС МОЩНОСТИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ГИДРОХОДОУМЕНЬШИТЕЛЯ

Разработанный НАТИ совместно с МТЗ и применяемый в тракторах "Беларусь" ходоуменьшитель типа ГХУ [1] по ряду причин (отсутствие свободного места на корпусе трансмиссии, особенности ее компоновки, различие в специфике работ, выполняемых самоходным шасси и универсально-пропашным трактором, и др.) не может быть использован в самоходном шасси Т-16М и модульном энергетическом средстве класса 6 кН (МЭС-0,6) на его базе. Модернизация трансмиссии путем введения в нее дополнительного узла ходоуменьшителя сопряжена со значительными затратами и поэтому не является оптимальным вариантом решения проблемы обеспечения дополнительного диапазона пониженных технологических скоростей машин.

В качестве альтернативного варианта предлагается способ получения диапазона бесступенчато регулируемых пониженных скоростей: жесткое соединение между собой полуосей движителей, отсоединение одной из полуосевых шестерен межколесного дифференциала от соответствующей полуоси и затормаживание указанной полуосевой шестерни.

Принципиальная схема устройства, реализующего описанный способ, представлена на рис. 1. В корпусе 2 дифференциала 1 размещена полуосевая шестерня 15, снабженная соединительными элементами 6 и зубчатым венцом 4. Полуось 20 либо жестко закрепленная на ней ведущая полуосевая шестерня

Из условия равенства подводимой к дифференциалу мощности суммарной мощности, передаваемой полуосевым шестерням, имеем

$$P_{дв} = (P_{в} + P_{у}) / \eta_{к.п} \eta_{д}, \quad (1)$$

где $P_{дв}$ — мощность, развиваемая двигателем; $P_{в}, P_{у}$ — мощность, подводимая соответственно к ведущей и управляющей шестерне; $\eta_{к.п}, \eta_{д}$ — КПД коробки передач и дифференциала соответственно.

В свою очередь

$$P_{в} = M_{к} n_{к} \pi / (3 \cdot 10^4 \eta_{б.п}), \quad (2)$$

где $M_{к}$ — крутящий момент на ведущих колесах; $n_{к}$ — частота вращения ведущих колес; $\eta_{б.п}$ — КПД бортовых передач.

Момент на ведущих колесах, ограничиваемый сцеплением движителей с грунтом:

$$M_{к} = (F_{кр} + fG_{ц}) r_{к} = \varphi_{\max} G_{ц} r_{к},$$

где $F_{кр}$ — крюковое усилие; $G_{ц}$ — сцепной вес машины; $r_{к}$ — радиус качения колеса; φ_{\max} — максимальный коэффициент сцепления ведущих колес с грунтом; f — коэффициент сопротивления качению.

Введем коэффициент полезной нагрузки

$$\bar{k} = \frac{F_{кр} + fG_{ц}}{\varphi_{\max} G_{ц}} \quad (\bar{k} = f/\varphi_{\max} \text{ при } F_{кр} = 0, \bar{k} = 1 \text{ при } F_{кр} = G_{ц} (\varphi_{\max} - f)).$$

Тогда выражение (2) можно записать в виде

$$P_{в} = \bar{k} \varphi_{\max} G_{ц} r_{к} n_{к} \pi / (3 \cdot 10^4 \eta_{б.п}). \quad (3)$$

Мощность, подводимая к управляющей полуосевой шестерне:

$$P_{у} = M_{н} n_{н} \pi / (3 \cdot 10^4 \eta_{гт}), \quad (4)$$

где $M_{н}$ — крутящий момент на валу насоса; $n_{н}$ — частота вращения вала насоса; $\eta_{гт}$ — КПД редуктора гидротормоза.

Имея в виду, что $M_{н} = V_0 p / (2\pi \eta_{мех})$, и подставляя это выражение в формулу (4), получаем

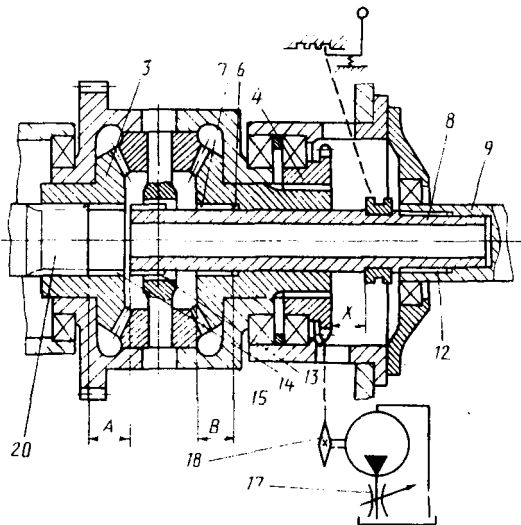
$$P_{у} = V_0 p n_{н} / (6 \cdot 10^4 \eta_{гт} \eta_{мех}), \quad (5)$$

где V_0 — рабочий объем насоса гидротормоза; p — давление рабочей жидкости; $\eta_{мех}$ — механический КПД насоса.

Формула (5) использована в [2] для определения зависимости $\eta_{мех}$ и p от $n_{н}$. Для оценки объемного КПД насоса η_0 и потерь энергии в гидротормозе можно использовать соотношение $P_{н} = Q_{др} p / (60 \eta_0 \eta_{мех})$, предположив, что $\eta_{мех}$ не зависит от $n_{н}$ ($P_{н}$ — мощность, потребляемая насосом; $Q_{др}$ — расход рабочей жидкости через дроссель).

Рис. 2. Конструктивная схема дифференциального ходоуменьшителя применительно к ведущему мосту самоходного шасси Т-16М:

А — зазор между торцами полуоси 20 и подвижного элемента 8 в I позиции управляющего механизма 5; В — длина шлицевого соединения, связывающего подвижный элемент 8 с полуосевой шестерней 15 в I позиции управляющего механизма 5; остальные обозначения соответствуют рис. 1



Пренебрегая потерями на всасывании, можно записать:

$$Q_T = Q_{др} / \eta_0 = Q_{др} + Q_y,$$

где Q_T — теоретическая подача насоса; Q_y — объемные утечки жидкости в гидротормозе.

Утечки жидкости (скольжение) Q_y — функция давления p , величины зазоров в гидроагрегатах и вязкости жидкости μ [3]:

$$Q_y = k_c V_0 p / (2\pi\mu),$$

где k_c — коэффициент утечек; μ — динамическая вязкость жидкости.

При расчете утечек в широком диапазоне изменения температуры и давления масла по приведенной зависимости имеют место большие погрешности. Определение коэффициента k_c не может быть достаточно точным, поскольку допуски размеров элементов гидромашин в большинстве случаев превышают величину зазоров, а k_c является функцией последней в третьей степени. Поэтому целесообразно получить выражение Q_y в такой форме, которая позволяет определить текущее значение утечек жидкости с использованием экспериментальных данных.

Для этого одну из точек кривой $Q_y = f(p, \mu)$ выберем в качестве базовой для аппроксимирующего уравнения $Q_y = Q_{y,н} f(p, \mu)$. Значение $Q_{y,н}$ определим по номинальному значению объемного КПД насоса $\eta_{0,н}$, которое получают экспериментальным путем при $p = p_n$, $n_n = n_{н.н}$ и $\mu = \mu_n$ (сход приведено в каталогах по гидромашинам).

В соответствии с принятой схемой расчета выражение для теоретического расхода представим в виде

$$Q_T = 10^{-3} V_0 (n_{др} + n'_{др} + n_{ск}),$$

где $n_{др}$ — частота вращения вала насоса, формирующая расход жидкости через дроссель; $n'_{др}$, $n_{ск}$ — то же, приходящаяся на утечки соответственно в дросселе и в насосе.

Приравнявая в выражении

$$Q_{др} = \frac{Q_{н.н}}{\eta_{о.н}} \left(\frac{n_n}{n_{н.н}} - (1 - \eta_{о.н}) \frac{\rho \mu_n}{\rho_n \mu} \right)$$

левую часть нулю (дроссель закрыт), получим выражение для $n_{ск}$:

$$n_{ск} = n_{н.н} (1 - \eta_{о.н}) F_{prt} \quad (6)$$

где

$$F_{prt} = \rho \mu_n / (\rho_n \mu). \quad (7)$$

Для интерполирования вязкостно-температурных характеристик жидкост и зависимости ее вязкости от давления используется ряд формул [4], пригодных для различных интервалов изменения давления p и температуры t .

После соответствующих преобразований выражение (7) можно записать в виде

$$F_{prt} = \frac{\rho \nu_n \rho_n (1 + \beta_T (t - 15))}{\rho_n \nu_T \rho_T (t_{TV}/t)^k (1 + \beta_T (t_{Tp} - 15))} \times e^{a_T (\rho_n - \rho_0) - a_T (\rho - \rho_0)}, \quad (8)$$

где ν_n , ρ_n — номинальные значения вязкости и плотности жидкости (принятые при испытаниях гидромашин); β_T — коэффициент объемного расширения жидкости; ν_T , ρ_T — табличные значения кинематической вязкости и плотности масла, для которого производятся расчеты; t_{TV} , t_{Tp} — значения температуры, при которой определены ν_T и ρ_T соответственно (табличные значения); k — коэффициент, определяемый в зависимости от кинематической вязкости масла при $t = 50^\circ\text{C}$; a_T — пьезокэффициент вязкости; ρ_0 — атмосферное давление.

Расход рабочей жидкости через золотниковый дроссель

$$Q_{др} = 60 \mu_3 A \sqrt{2p/\rho}, \quad (9)$$

где μ_3 — коэффициент расхода через золотниковый дроссель; A — площадь окна дросселя; ρ — текущее значение плотности рабочей жидкости.

Разделив правую часть выражения (9) на V_0 и зная зависимость ρ от p и t , получаем выражение для $n_{др}$:

$$n_{др} = \frac{1,5 \cdot 10^4 \pi D^2 \mu_3}{V_0} \bar{\varphi} C_{prt}, \quad (10)$$

где D_y — условный проход дросселя; $\bar{\varphi}$ — параметр регулирования дросселя ($\bar{\varphi} = 0 \dots 1$);

$$C_{\rho t} = \sqrt{\frac{2\rho(1 + \beta_T(t - 15))}{\rho_T(1 + \beta_T(t_T - 15))(1 + m\rho + n\rho^2)}}; \quad (11)$$

m, n — коэффициенты, зависящие от температуры.

Выражение для $n'_{др}$ имеет вид

$$n'_{др} = \frac{10^3 Q_{y.др}}{V_0} (1 - \bar{\varphi}) F_{\rho t}; \quad (12)$$

где $Q_{y.др}$ — табличное значение максимальных утечек в полностью закрытом дросселе.

С учетом выражений (6), (10), (12), принимая во внимание выражения (8) и (11), запишем формулу для определения частоты вращения вала насоса

$$n_n = \frac{1,5 \cdot 10^4 \pi D_y^2}{V_0} \bar{\varphi} C_{\rho t} + (n_{н.н} (1 - \eta_{о.н}) + \frac{10^3 Q_{y.др}}{V_0} (1 - \bar{\varphi})) F_{\rho t}. \quad (13)$$

КПД дифференциала зависит от частоты вращения полуосевых шестерен относительно его корпуса:

$$\eta_d = 1 - (1 - \eta_d^i) \Delta n, \quad (14)$$

где η_d^i — минимальное значение КПД дифференциала при n_b или n_y , равных $2n_k$; n_b, n_y, n_k — частота вращения соответственно ведущей управляющей полуосевых шестерен и корпуса дифференциала; $\Delta n = |n_b - n_y| / (2n_k)$.

После преобразований выражение (14) записывается в виде

$$\eta_d = 1 - (1 - \eta_d^i) |1 - n_n u_{гт} u_{к.п} / n_{дв}|, \quad (15)$$

где $n_{дв}$ — частота вращения вала двигателя; $u_{гт}, u_{к.п}$ — передаточное число редуктора гидротормоза и коробки передач соответственно.

Подставляя в формулу (1) выражения (3), (5) и (15), с учетом соотношения $n_k = (2n_{дв} / u_{к.п} - n_n u_{гт}) / u_{б.п}$, где $u_{б.п}$ — передаточное число бортовой передачи, получим формулу баланса мощности

$$P_{дв} = \left(\frac{\bar{k}\varphi_{\max} G_{сц} r_k \pi (2n_{дв} / u_{к.п} - n_n u_{гт})}{3 \cdot 10^4 \eta_{б.п} u_{б.п}} + \frac{V_0 \rho n_n}{6 \cdot 10^4 \eta_{гт} \eta_{мех}} \right) / \left(\eta_{к.п} \left(1 - (1 - \eta_d^i) \left| 1 - \frac{n_n u_{гт} u_{к.п}}{n_{дв}} \right| \right) \right). \quad (16)$$

Единицы величин в формулах: мощность — киловатт; частота вращения — оборот в минуту; сила — ньютон; давление — мегапаскаль; расход — литр

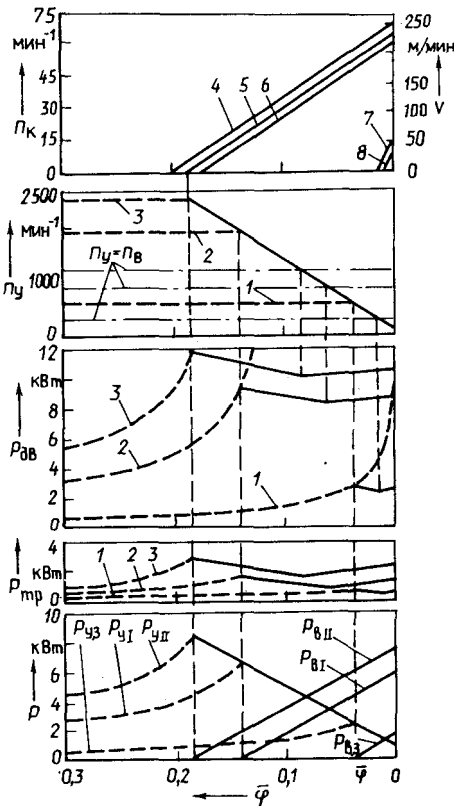


Рис. 3. Теоретические зависимости показателей энергетического средства класса 6 кН на базе самоходного шасси Т-16М от параметра регулирования дросселя $\bar{\varphi}$ при работе в режиме хо- доуменьшения (рабочая жидкость — масло И-30А, $t = 60^\circ\text{C}$, кривоковое усилие $F_{кр} = 2\text{ кН}$):
 - - - изменение показателя при не- подвижном МЭС ($v = 0$); — изменение показателя при движении МЭС ($v > 0$); $P_{у,3}$ — мощность, подводимая к управляющей полуосевой шестерне на замедленной передаче; $P_{уI}$ — то же на I передаче; $P_{уII}$ — на II передаче; $P_{в,3}$ — мощность, подводимая к ведущей полуосевой шестерне на замедленной передаче; $P_{вI}$ — то же на I передаче; $P_{вII}$ — на II передаче; $P_{тр}$ — мощность, теряемая в коробке передач и дифференциале; v — скорость движения; 1 — движение на замедленной передаче; 2 — I передаче; 3 — II передаче; 4 — при $t = 30^\circ\text{C}$; 5 — $t = 60^\circ\text{C}$; 6 — $t = 90^\circ\text{C}$; 7 — при $F_{кр} = 8\text{ кН}$; $t = 30^\circ\text{C}$; 8 — $F_{кр} = 8\text{ кН}$, $t = 60^\circ\text{C}$

в минуту; плотность — килограмм на кубический метр; температура — градус Цельсия; r_k — метр; D_v — миллиметр; V_0 — кубический сантиметр.

При расчете хо- доуменьшителя для МЭС-0,6 принимали следующие исходные данные: насос гидротормоза — НШ32У-3, дроссель — МПГ55-22, $u_{гт} = 0,15$, $G_{сн} = 11,8\text{ кН}$, $n_{дв} = 1800\text{ мин}^{-1}$, рабочая жидкость — масло индустриальное И-30А и трансмиссионное ТСП-15К. В программу расчетов входило определение следующих зависимостей: $P_{дв}$, $P_{у}$, $P_{в}$, $P_{тр}$, n_n , n_k , ρ от $\bar{\varphi}$, $f(k)$, $n_{др}$, $n'_{др}$, $n_{ск}$, F_{pt} и C_{pt} от ρ и t . Расчетный диапазон значений температуры — 20 — 100°C , $F_{кр} = 0, 2, 4, 6, 8\text{ кН}$. Расчеты проводили для замедленных I и II передач.

Установлено, что при работе на масле И-30А, $F_{кр} > 5,5\text{ кН}$ ($\bar{k} > 0,6$) и $t > 85^\circ\text{C}$ на замедленной передаче в режиме хо- доуменьшения МЭС-0,6 двигаться не будет. Как следует из графиков на рис. 3, наиболее экономичными в режиме хо- доуменьшения являются низшие передачи (замедленная и первая), однако на этих передачах существенно уменьшается рабочий диапазон изменения параметра регулирования дросселя $\bar{\varphi}$, что затрудняет выбор оптимальной скорости движения. Использовать для реализации "ползущих" скоростей передачи III—VI нельзя, так как при этом частота вращения вала насоса превышает максимальное допустимое значение.

При проектировании ходоуменьшителя по рассмотренной схеме необходимо учитывать следующие ее недостатки: 1) в результате блокирования полусей в режиме ходоуменьшения снижается маневренность МЭС. Один из возможных путей устранения этого недостатка — автоматическое либо ручное переключение одного из ведущих колес в ведомый режим при совершении маневра; 2) при высоких частотах вращения полуосевых шестерен относительно корпуса интенсифицируется изнашивание трущихся поверхностей дифференциала. Повысить долговечность фрикционных пар можно путем подвода смазочного материала к парам полуосевая шестерня—корпус дифференциала и сателлит—корпус дифференциала. При этом подвод масла целесообразно осуществлять из напорной магистрали гидротормоза.

Список литературы

1. *Скойбеда А.Т.* и др. Гидроходопреобразователь трактора "Беларусь" // Автотракторостроение. Мн., 1984. Вып. 19. 2. *Мастеровой В.М., Ворончихин Ф.Г.* Об особенностях изменения давления рабочей жидкости и уточнении его расчета в гидроходоуменьшителе // Тракторы и сельхозмашины, 1981. № 9. 3. *Башта Т.М.* Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств. М., 1961. 4. *Воскресенский В.А., Дьяков В.И.* Расчет и проектирование опор скольжения. М., 1980.

УДК 629.114.2.073.386

А.Ф.АНДРЕЕВ, канд. техн. наук (БПИ)

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА, ДВИЖУЩЕГОСЯ ПОПЕРЕК СКЛОНА

Рассмотрим движение на поперечном склоне полноприводного, n -осного трактора с заблокированным межосевым приводом. Будем предполагать равенство радиусов качения в ведомом режиме левого и правого колес i -го моста и отсутствие трения в симметричном межколесном дифференциале.

При работе трактора на поперечном склоне или на пахоте, когда правые колеса идут по дну борозды, нормальные нагрузки на колеса i -го моста неодинаковы. Кроме того, бороздовое колесо идет по более плотному грунту, чем полевое. Если межколесный дифференциал не заблокирован, коэффициент буксования δ_{i1} менее нагруженного колеса превышает коэффициент буксования δ_{i2} колеса с большей нормальной нагрузкой, а относительное изменение скорости i -го моста характеризуется коэффициентом буксования [1]

$$\delta_{oi} = 1 - (1 - \delta_{i1})(1 - \delta_{i2}) / (1 - 0,5(\delta_{i1} + \delta_{i2})). \quad (1)$$

Если заблокировать межколесный дифференциал, то $\delta_{oi} = \delta_{i1} = \delta_{i2}$.

Касательная сила $F_{ij}(\delta_{ij})$ тяги j -го колеса i -го моста в окрестности точки $(\delta_{ij}^*, F_{ij}^*)$ определяется по формуле [2]

$$F_{ij} = C_{ij} + K_{ij}\delta_{ij}. \quad (2)$$

Здесь C_{ij} — коэффициент касательной силы тяги; K_{ij} — коэффициент тангенциальной жесткости колеса:

$$C_{ij} = F_{ij}(\delta_{ij}^*) - K_{ij}\delta_{ij}^*; \quad K_{ij} = \frac{\partial F_{ij}(\delta_{ij}^*)}{\partial \delta_{ij}}$$

Касательная сила тяги для i -го моста равна сумме касательных сил тяги обоих колес. В общем случае

$$F_{oi} = C_{oi} + K_{oi}\delta_{i1}. \quad (3)$$

При дифференциальной связи колес $C_{oi} = 2C_{i1}$, $K_{oi} = 2K_{i1}$, а при заблокированном межколесном приводе моста $C_{oi} = C_{i1} + C_{i2}$, $K_{oi} = K_{i1} + K_{i2}$. Коэффициент буксования δ_{i1} можно выразить через обобщенный радиус качения машины, приведенный ко вторичному валу коробки передач [2, 3]. С учетом выражения (1) получим:

$$\delta_{i1} = 1 - u r_a / (r_i \epsilon_i); \quad (4)$$

$$\epsilon_i = (1 - \delta_{i2}) / (1 - 0,5(\delta_{i1} + \delta_{i2})),$$

где r_a — радиус качения колес i -го моста в ведомом режиме.

Принимая во внимание формулы (3) и (4), найдем из уравнения тягового баланса следующее выражение для обобщенного радиуса качения машины:

$$r_a = \left(\sum_{i=1}^n (C_{oi} + K_{oi}) - F_{\Sigma} \right) / \left(\sum_{i=1}^n K_{oi} u_i / (r_i \epsilon_i) \right),$$

где F_{Σ} — равнодействующая сил сопротивления движению.

Тогда

$$\delta_{i1} = 1 - r_a \left(\sum_{i=1}^n (C_{oi} + K_{oi}) - F_{\Sigma} \right) / \left(r_i \epsilon_i \left(\sum_{i=1}^n K_{oi} u_i / (r_i \epsilon_i) \right) \right).$$

При известном коэффициенте буксования δ_{i1} с учетом того, что для заблокированного межколесного привода $\delta_{i1} = \delta_{i2}$, а для дифференциального $F_{i1} = F_{i2}$, можно найти для каждого колеса значение касательной силы тяги F_{ij} по формуле (2).

Кроме того, для каждого моста с симметричным дифференциалом необходимо вычислить δ_{i2} из выражения (2) и δ_{oi} по формуле (1).

Вычисления производят методом итераций. При первом расчетном шаге полагают $C_{ij} = 0$, $\epsilon_i = 1$, а значение коэффициента K_{ij} соответствующим $\delta_{ij} = 0$. После определения δ_{ij} уточняют коэффициенты K_{ij} , C_{ij} , ϵ_i и вновь повторяют вычисления. Такие повторные расчетные шаги продолжают, пока не будет обеспечена необходимая точность тягового баланса. Полученные в результате расчета значения F_{oi} и δ_{oi} можно использовать для определения тягового КПД трактора [3]

$$\eta_{\tau} = \eta_{\text{к.п.}} F_{\text{кр}} / \left(\sum_{i=1}^n F_{oi} / ((1 - \delta_{oi}) \eta_i^{k_i}) \right),$$

где $k_i = \text{sgn} \delta_i$; $\eta_{\text{к.п.}}$ — КПД коробки передач; $F_{\text{кр}}$ — тяговое усилие на крюке трактора; η_i — КПД передачи от вторичного вала коробки передач до i -го моста.

Список литературы

1. Гинзбург Ю.В. О буксовании тракторов на поперечном склоне // Тракторы и сельхозмашины. 1969. № 8.
2. Андреев А.Ф. и др. Дифференциалы колесных машин. М., 1987.
3. Андреев А.Ф. К вопросу о тяговом расчете многоосного трактора // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Мн., 1988. Вып. 4.

УДК 629.114.2

А.Х.ЛЕФАРОВ, д.-р техн. наук,
В.С.ВОЙТЕШОНОК (БПИ)

ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА СКЛОНЕ

Траектория поворота колесного трактора на склоне имеет петлевидную форму [1, 2]. При непрерывном повороте трактора последующие петли траектории смещаются вниз или вверх по склону вдоль некоторой оси, которую назовем осью смещения. Если при круговом движении трактора на горизонтальной плоскости при постоянном угле поворота управляемых колес траектория оценивается радиусом поворота и смещением центра поворота относительно оси задних колес, то на склоне петлеобразная траектория движения должна характеризоваться другими параметрами. Оценочные параметры траектории поворота колесного трактора, предложенные в [2], не совсем удобны для практического применения и не дают наглядного представления об изменении ее в зависимости от эксплуатационных и других факторов.

В связи с этим, а также на основе изучения траектории поворота тракторов на склоне предлагается использовать для ее оценки следующие характеристики (рис. 1): β — угол между осью смещения траектории и меридианом склона; a, c — размеры петли вдоль оси смещения при движении трактора соответственно вверх и вниз по склону; b — поперечный размер петли.

На горизонтальной поверхности ($\alpha_c = 0$) размеры a, b, c петли траектории одинаковы (рис. 2) и равны диаметру поворота, а траектория представляет собой окружность. При движении вверх по склону петля траектории сжимается в направлении оси смещения и растягивается вдоль нее при движении вниз по склону: с ростом α_c уменьшается размер a и увеличивается c , размер b изменяется незначительно, а угол β отражает изменение направления смещения петли.

Для более полной характеристики поворачиваемости необходимо также иметь информацию о степени реализации возможностей трактора по поворачиваемости, т.е. сопоставить реальную траекторию его поворота с теоретической (траекторией поворота трактора без увода) с помощью коэффициентов

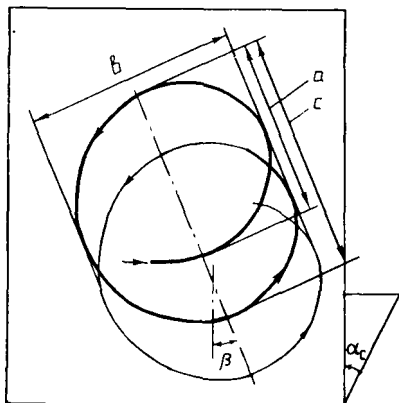


Рис. 1. Траектория поворота трактора на склоне (α_c — угол склона)

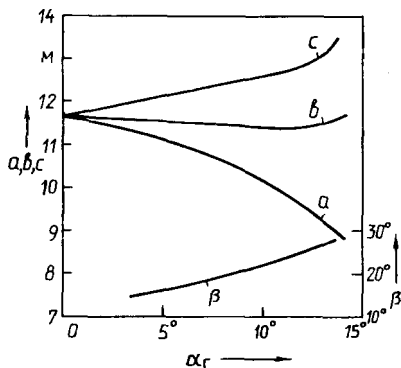


Рис. 2. Зависимость размеров траектории a , b , c и угла β от угла склона α_c на поле под посев при повороте трактора МТЗ-82К со стабилизацией одностороннего типа (угол поворота управляемых колес 30° , движение на II передаче с редуктором)

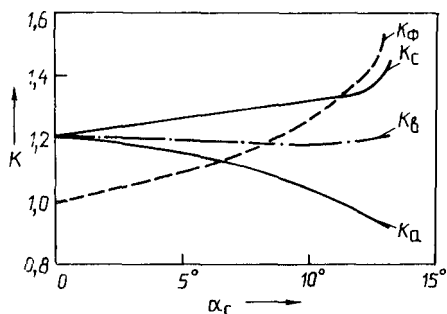


Рис. 3. Зависимость коэффициентов K_a , K_b , K_c и K_ϕ от угла склона на поле под посев

$K_a = a/D$, $K_b = b/D$, $K_c = c/D$ (рис. 3). Диаметр поворота трактора без увода D зависит от его базы и угла поворота управляемых колес.

Поскольку при повороте трактора на равнине имеет место боковой его увод, направленный, как правило, от центра поворота, реальный диаметр траектории поворота превышает D . В этом случае упомянутые коэффициенты больше единицы, а для рассматриваемого трактора они одинаковы. В процессе поворота на склоне увод трактора непрерывно изменяется в соответствии с изменением проекции силы тяжести трактора в его поперечной плоскости. При этом увод трактора может быть больше или меньше, чем на равнине.

При движении трактора в верхней части петли траектории поворота достаточно большая поперечная проекция силы тяжести трактора обуславливает возможность изменения направления его увода. В этом случае $K_a < 1$.

На рис. 3 приведена также зависимость коэффициента $K_\phi = c/a$ от угла склона. Этот коэффициент характеризует искажение формы траектории в сравнении с окружностью. Чем в большей степени петля траектории отличается от окружности, тем больше и K_ϕ .

Предлагаемые характеристики дают возможность оценить реальную траекторию поворота трактора на склоне и сопоставить ее с теоретической. Такой анализ дает информацию о том, насколько полно используются возможности трактора в характерных частях траектории при повороте.

Список литературы

1. *Тлугов М.Д.* Поворот машинно-тракторного агрегата на склоне // Механизация и электрификация сельск. хоз-ва. 1984. № 8. 2. *Коновалов В.Ф.* и др. Об управляемости машинно-тракторных агрегатов при работе на склонах // Повышение рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов. М., 1973.

УДК 629.114.2

О.А.ЯКУБОВИЧ (БПИ)

К ОЦЕНКЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА СО СТАБИЛИЗИРУЕМОЙ ХОДОВОЙ ЧАСТЬЮ НА ПОПЕРЕЧНОМ СКЛОНЕ

Одним из основных требований, предъявляемых к тракторам, предназначенным для работы на склонах, является высокая устойчивость курсового движения [1]. Последняя зависит от крутизны склона, положения плоскости вращения колес относительно опорной поверхности, физико-механических свойств почвы, рельефа поверхности, нагрузки на колеса и ряда других факторов. Нарушение устойчивости движения трактора в заданном направлении ведет к несоблюдению агротехнических требований, снижению качества выполнения сельскохозяйственных операций и производительности МТА.

Для работы на склонах используются низкоклиренсные тракторы. Созданы также крутосклонные тракторы со стабилизацией остова двумя или одним бортом. Известна, кроме того, схема трактора со стабилизацией только ходовой части с обеспечением положения остова, параллельного опорной поверхности [2].

Рассмотрим курсовую устойчивость низкоклиренсного трактора и трактора со стабилизируемой ходовой частью. Курсовая устойчивость нарушается при действии отклоняющего момента, который зависит от компоновки трактора. Одна из составляющих этого момента обусловлена различием сил сопротивления качению нижних и верхних по склону колес вследствие перераспределения веса трактора по бортам.

Для трактора со стабилизируемой ходовой частью в случае, когда его центр тяжести находится на уровне прямой, соединяющей центры задних колес, нагрузка по бортам одинакова [2]. Если центр тяжести расположен выше указанной прямой, наблюдается некоторое перераспределение нагрузки. Определим соответствующую составляющую отклоняющего момента для низкоклиренсного трактора и трактора со стабилизируемой ходовой частью.

Введем коэффициент перераспределения нагрузки по бортам

$$\lambda_a = R''/R',$$

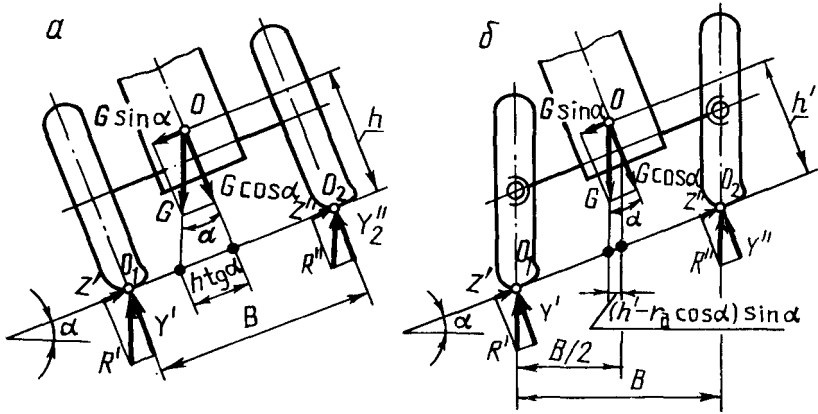


Рис. 1. К определению реакций опорной поверхности:

а — для низкоклиренсного трактора; б — для трактора со стабилизируемой ходовой частью

где R'' , R' — реакции опорной поверхности, действующие на верхние и нижние по склону колеса трактора.

Полагаем, что реакции действуют в плоскости симметрии колес (рис. 1). Поскольку силы сопротивления движению $P'_{fH} = f_H R'_H$, $P''_{fH} = f_H R''_H$, $P'_{fCK} = f_{CK} R'_{CK}$, $P''_{fCK} = f_{CK} R''_{CK}$ (f_H , f_{CK} — коэффициенты сопротивления качению нижних и верхних по склону колес низкоклиренсного трактора и трактора со стабилизируемой ходовой частью), из условия равновесия трактора найдем составляющие отклоняющих моментов, обусловленные различием P'_{fH} , P''_{fH} и P'_{fCK} , P''_{fCK} :

$$M_{fH} = \left(1 - \frac{B/2 - htga}{B/2 + htga}\right) f_H G \frac{B/2 + htga}{2};$$

$$M_{fCK} = \left(1 - \frac{B/2 - (h' - r_d) \sin \alpha}{B/2 + (h' - r_d) \sin \alpha}\right) f_{CK} G \frac{B/2 + (h' - r_d) \sin \alpha}{2},$$

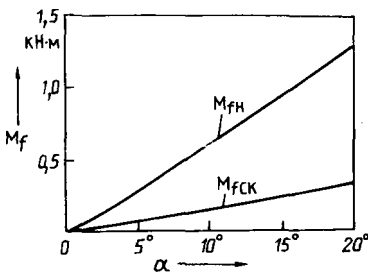
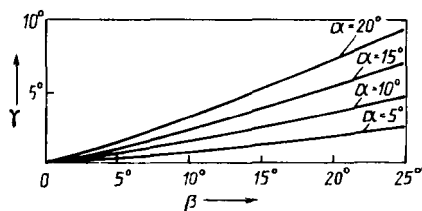


Рис. 2. Зависимость от угла склона составляющей отклоняющего момента, обусловленной различием сил сопротивления качению нижних и верхних по склону колес низкоклиренсного трактора (M_{fH}) и трактора со стабилизируемой ходовой частью (M_{fCK})

Рис. 3. Зависимости угла подворота задних колес трактора со стабилизируемой ходовой частью от угла наклона механизма стабилизации и угла склона



где B — ширина колеи трактора; h — высота центра тяжести трактора; α — угол поперечного склона; G — сила тяжести трактора; h' — высота центра тяжести трактора со стабилизируемой ходовой частью: $h' = h - r_d (1 - \cos \alpha)$; r_d — динамический радиус колеса.

Как видно из рис. 2, рассматриваемая составляющая отклоняющего момента (а значит, и отклоняющий момент) для трактора со стабилизируемой ходовой частью значительно меньше, чем для низкоклинренного трактора, т.е. первый из них характеризуется лучшей, хотя и не идеальной курсовой устойчивостью. Наличие других факторов, определяющих значение отклоняющего момента (боковой составляющей силы тяжести трактора, бокового увода шин и др.), обуславливает необходимость повышения курсовой устойчивости трактора со стабилизируемой ходовой частью.

Одним из эффективных путей повышения курсовой устойчивости трактора является подворот колес передней и задней осей вверх по склону на определенные углы. Установлено, что при угле склона $\alpha = 20^\circ$ угол подворота задних колес трактора должен составлять $4^\circ - 6^\circ$ [3].

Однако осуществить подворот задних ведущих колес как низкоклинренного, так и крутосклонного трактора трудно. Для этого требуются специальные устройства, что значительно усложняет конструкцию трактора. Курсовая устойчивость трактора со стабилизируемой ходовой частью может быть достаточно просто повышена за счет установки оси механизма поворота (относительно которой происходит стабилизация колеса) под определенным углом к продольной горизонтальной оси колеса. В этом случае при стабилизации колеса одновременно обеспечивается автоматический подворот его вверх по склону на заданный угол.

Угол подворота задних ведущих колес вверх по склону для трактора со стабилизируемой ходовой частью можно определить по формуле

$$\gamma = 2 \arcsin(\operatorname{tg} \beta \cdot \sin(\alpha/2)),$$

где β — угол наклона механизма стабилизации к продольной горизонтальной оси колеса.

Анализ графиков, приведенных на рис. 3, показывает, что рекомендуемый угол подворота задних колес соответствует установке механизма стабилизации под углом $12^\circ - 15^\circ$ к горизонтальной оси колеса.

Список литературы

1. Амельченко П.А. и др. Колесные тракторы для работы на склонах. М., 1978.
2. Зеленый П.В., Якубович О.А. Обоснование стабилизируемой ходовой части универсально-пропашного трактора повышенной устойчивости // Конструирование и эксплуата-

УДК 631.372.012.5:631.43.001.5

Г.С.ГОРИН, д-р техн. наук (БИМСХ)

КИНЕМАТИКА СТАТИЧЕСКОГО ПОВОРОТА ТЯГОВОГО СРЕДСТВА

Статическим называется установившийся поворот тягового средства [1]. В общем случае система сил, действующих на каждое колесо, приводится к главному вектору и главному моменту. При больших внешних воздействиях колесо катится с продольным и боковым скольжением, а также с угловым смещением (поворотом) контактного отпечатка (вокруг оси, нормальной к опорной поверхности). Как показали исследования, названные угловые смещения при повороте тягового средства могут быть достаточно большими.

Экспериментальные исследования выполнены на мобильной установке с одинаковыми колесами 11,2/10-28 массой 5200 кг [2]. В процессе эксперимента изменяли коэффициент распределения нагрузки по осям λ , коэффициент кинематического несоответствия в межосевом приводе K_v , тяговую нагрузку $F_{кр}$, углы поворота управляемых колес α_i . С помощью специальной аппаратуры измеряли основные кинематические и динамические показатели поворота. В числе других показателей определяли суммарные углы увода каждого колеса $\theta_{б.п.}$ и боковые силы $F_{бi}$. Полагая известными коэффициенты бокового увода колес при заданной нормальной нагрузке, находили углы бокового увода $\theta_{бi}$ и углы поворота контактных отпечатков $\theta_{pi} = \theta_{б.п. i} \pm \theta_{бi}$.

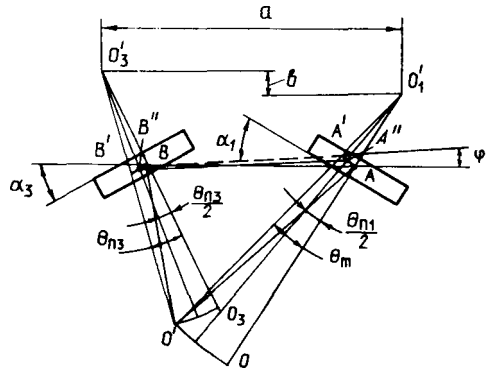
Установлено, что при кинематическом опережении передних колес $K_v = 1,05$, $\lambda = 0,4$ (доля нагрузки на передние колеса), $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 24^\circ$, $\alpha_3 = 0$, $\alpha_4 = 0$ и $F_{кр} = 0$ углы увода $\theta_{бi}$ находятся в пределах от $0,6^\circ$ до 1° , а θ_{pi} — от $-7,5^\circ$ до $-10,7^\circ$; если $F_{кр} = 12$ кН и $\gamma = 9,7^\circ$, $\theta_{бi} = -0,8^\circ \dots -5,71^\circ$, $\theta_{pi} = -17^\circ \dots -20^\circ$ (γ — угол отклонения направления тягового усилия от продольной оси).

При $\lambda = 0,4$ для той же схемы поворота ($\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 24^\circ$, $\alpha_3 = 0$, $\alpha_4 = 0$) и $F_{кр} = 0$ $\theta_{бi} = -0,33^\circ \dots +2,7^\circ$, $\theta_{pi} = -2,8^\circ \dots -3,4^\circ$; если $F_{кр} = 8$ кН и $\gamma = 7,2^\circ$, то $\theta_{бi} = -4,5^\circ \dots 1,8^\circ$, а $\theta_{pi} = -3,9^\circ \dots -4,1^\circ$.

Аналогично в больших пределах изменялись углы θ_{pi} (от $7^\circ \dots 10^\circ$ при $F_{кр} = 0$ и $K_v = 1,05$ до $1,5^\circ \dots 2,5^\circ$ при $F_{кр} = 12$ кН) при увеличении коэффициента распределения нагрузки до $\lambda = 0,6$ и углах поворота задних колес $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 24^\circ$. Таким образом, пренебрежение углами θ_{pi} при анализе поворачиваемости тяговых средств приводит к большим погрешностям. В [2] для определения углов θ_{pi} использованы приближенные зависимости.

Известные аналитические модели поворота тяговых средств и МТА в большинстве построены на основе схемы чистого качения колеса с боковым уводом. При исследовании поворачиваемости тяговых средств с бортовым

Рис. 1. Плоская расчетная схема поворота тягового средства с буксованием и угловым смещением колес



поворотом используют расчетную схему чистого скольжения колеса (без качения). В настоящей работе рассмотрены модели поворота тяговых средств, основанные на расчетной схеме колеса с тремя степенями свободы (при качении колеса с угловым смещением и боковым уводом имеют место поворот колеса вокруг горизонтальной и вертикальной осей, а также боковое скольжение). Этот подход позволяет использовать рациональные элементы теории качения колеса с уводом и математической теории трения.

Показано, что центр вращения в общем случае не совпадает с центром контакта. Получены выражения для продольного и поперечного смещений (эксцентриситетов) центров вращения относительно центра пятна контакта при трении без качения [1]. При качении с буксованием поперечное смещение центра вращения [3]

$$r_i = R_i \delta_i / (1 - \delta_i),$$

где R_i , δ_i — соответственно радиус поворота и коэффициент буксования i -го колеса.

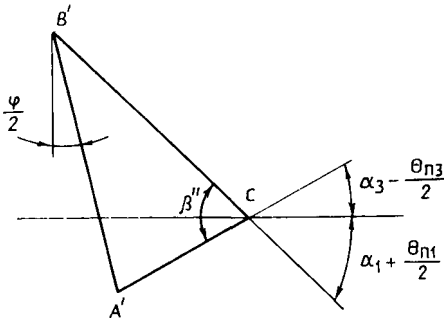
Согласно кинематической схеме поворота ходовой системы с угловым смещением колес (рис. 1), обкатывание колес ($i = 1, 2, 3, 4$) может происходить вокруг центров скоростей трения O'_i , расположенных на расстояниях r_i от плоскостей симметрии колес, либо вокруг центров скоростей качения O_i , удаленных на R_i от упомянутых плоскостей. Пусть в обращенном движении под действием отклоняющих моментов колеса вращаются вокруг центров O'_1 и O'_3 и имеют угловые смещения θ_{n1} и θ_{n3} . Центр скоростей ходовой системы найдем, проведя дуги окружностей радиусами O'_1O_1 и O'_3O_3 до пересечения их в точке O . При этом ходовая система отклоняется от первоначального положения на угол φ , а ее продольная ось занимает направление $A'B'$. Пусть $O'_1A = r_1$ и $O'_3B = r_3$.

В соответствии с рис. 1

$$\left. \begin{aligned} r_1 \cos \alpha_1 - r_3 \cos \alpha_3 &= b, \\ r_1 \sin \alpha_1 + r_3 \sin \alpha_3 + L &= a; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} r_1 \cos(\alpha_1 + \theta_{n1}) - r_3 \cos(\alpha_3 - \theta_{n3}) + L \sin \varphi &= b, \\ r_1 \sin(\alpha_1 + \theta_{n1}) + r_3 \sin(\alpha_3 - \theta_{n3}) + L \cos \varphi &= a. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Рис. 2. К выводу зависимости между кинематическими показателями поворота колес одного борта



После преобразований уравнений (1) и (2) получим:

$$\begin{aligned} & r_1^2(1 - \cos\theta_{n1}) + r_3^2(1 - \cos\theta_{n3}) + r_1r_3(\cos(\alpha_1 + \theta_{n1} + \alpha_3) + \\ & + \cos(\alpha_1 + \alpha_3 - \theta_{n3}) - \cos(\alpha_1 + \theta_{n1} + \alpha_3 - \theta_{n3}) - \cos(\alpha_1 + \alpha_3)) = \\ & = L^2(1 - \cos\varphi). \end{aligned}$$

Поскольку $\cos(\alpha_1 + \theta_{n1} + \alpha_3) + \cos(\alpha_1 + \alpha_3 - \theta_{n3}) = 2\cos(\alpha_1 + \alpha_3 + (\theta_{n1} + \theta_{n3})/2) \cdot \cos((\theta_{n1} + \theta_{n3})/2)$,

$$\begin{aligned} & r_1^2\cos^2(\theta_{n1}/2) + r_3^2\cos^2(\theta_{n3}/2) - 2r_1r_3\sin(\theta_{n1}/2) \cdot \sin(\theta_{n3}/2) \times \\ & \times \cos(\alpha_1 + \alpha_3 + (\theta_{n1} + \theta_{n3})/2) = L^2\sin^2(\varphi/2). \end{aligned}$$

Полученное выражение — запись теоремы косинусов для треугольника со сторонами $r_1\cos(\theta_{n1}/2)$, $r_3\cos(\theta_{n3}/2)$, $L\sin(\varphi/2)$.

Разделим дуги AA' и BB' на рис. 1 пополам и соединим полученные точки A'' и B'' отрезком $A''B'' \approx L$. Отложим из точки C отрезок $B'B'' = R_1\sin(\theta_{n1}/2)$ под углом $\alpha_1 + \theta_{n1}/2$ к горизонтали (рис. 2), а отрезок $A'A'' = R_3\sin(\theta_{n3}/2)$ — под углом $\alpha_3 - \theta_{n3}/2$. Соединяя концы отложенных отрезков прямой $A'B'$, получаем $\triangle CA'B'$ с углом $\beta'' = \alpha_1 + \theta_{n1}/2 + \alpha_3 - \theta_{n3}/2$ при вершине C . Угол $B'A'C$ при вершине A' равен $\pi/2 - \alpha_3 + \theta_{n3}/2 + \varphi/2$, а угол $A'B'C$ при вершине B' — $\pi/2 - \alpha_1 - \theta_{n1}/2 - \varphi/2$. Длина стороны треугольника, противоположной вершине C , $A'B' = L\sin(\varphi/2)$. Из $\triangle CA'B'$ следует, что

$$\begin{aligned} \frac{L\sin(\theta_{n1}/2)}{\sin\beta''} &= \frac{r_1\sin(\theta_{n1}/2)}{\sin(\pi/2 - \alpha_3 + \theta_{n3}/2 + \varphi/2)} = \\ &= \frac{r_3\sin(\theta_{n3}/2)}{\sin(\pi/2 - \alpha_1 - \theta_{n1}/2 - \varphi/2)}. \end{aligned} \quad (3)$$

Согласно рис. 2,

$$\left. \begin{aligned} r_1 \sin(\theta_{п1}/2) &= R_1 \sin(\varphi_1/2); \quad r_3 \sin(\theta_{п3}/2) = R_3 \sin(\varphi_3/2); \\ R_{п1} &= L / (\operatorname{tg} \beta'' \cdot \cos(\alpha_1 + \theta_{п1}/2 + \varphi/2)); \\ R_{п3} &= L / (\operatorname{tg} \beta'' \cdot \cos(\alpha_3 - \theta_{п3}/2 - \varphi/2)). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Подстановкой выражений (4) в (3) получаем, что $\varphi_1 \approx \varphi_3$.

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что, если касательные силы тяги всех колес положительны, как правило, углы $\theta_{п}$ для всех колес практически одинаковы. Это облегчает проведение аналитических исследований.

В общем случае при повороте ходовой системы необходимо рассматривать качение, буксование, боковое скольжение и угловое смещение колес. Приведем две расчетные схемы.

Допустим, что центр вращения первого колеса ($i = 1$) расположен в точке O_1'' , которую находим суммированием радиусов-векторов скоростей скольжения (рис. 3, а): $\overline{O_1''A} = \overline{AO_1'} + \overline{O_1''O_1'}$. Новое положение радиуса-вектора в результате углового смещения колеса соответствует повороту отрезка $O_1''A$ на угол $\theta_{п1}$. Выполнив аналогичные построения для третьего колеса ($i = 3$), найдем центр скоростей O_3'' и новое положение остова ходовой системы $A'B'$.

Вторую расчетную схему получим следующим образом. Из центров O_1' и O_3' проводим радиусами $O_1'O_1$ и $O_3'O_3$ засечки и, отложив углы $\theta_{п1}$ и $\theta_{п3}$, получаем соответственно точки O_1'' и O_3'' (рис. 3, б). Из этих точек восстанавливаем перпендикуляры до пересечения их в точке O — мгновенном центре скоростей ходовой системы. При этом $\operatorname{tg} \theta_{б1} = OO_1''/O_1''A'$; $\operatorname{tg} \theta_{б3} = OO_3''/O_3''B'$.

Анализ показывает, что вторая расчетная схема лучше согласуется с экспериментальными данными. Объясняется это существенной анизотропией свойств колеса: при перемещении его в плоскости качения $f_{\text{к}} = 0,04-0,2$, а в боковом направлении — $\mu_{\text{с}} = 1-3$. Если центры вращения O_1' и O_3' (см. рис. 3, а) расположены на горизонтальной оси, система приходит в состояние устойчивого равновесия с минимальной работой сил трения, так как ее поворот осуществляется путем обкатывания и углового смещения колес вокруг упомянутых центров.

В пространственной расчетной схеме на соотношении кинематических показателей поворота накладываются дополнительные ограничения. Действительная скорость колеса $v_{дi} = v_i(1 - \delta_i)$. Тогда

$$\left. \begin{aligned} v_{д1} \sin(\alpha_1 - \theta_{б.п1}) &= v_{д2} \sin(\alpha_2 - \theta_{б.п2}); \\ v_{д1} \cos(\alpha_1 - \theta_{б.п1}) &= v_{д3} \cos(\alpha_3 + \theta_{б.п3}); \\ v_{д3} \sin(\alpha_3 + \theta_{б.п3}) &= v_{д4} \sin(\alpha_4 + \theta_{б.п4}); \\ v_{д2} \cos(\alpha_2 - \theta_{б.п2}) &= v_{д4} \cos(\alpha_4 + \theta_{б.п4}). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Из уравнений (5) следует, что

$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \theta_{б.п1}) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_4 + \theta_{б.п4}) = \operatorname{tg}(\alpha_2 - \theta_{б.п2}) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_3 + \theta_{б.п3}). \quad (6)$$

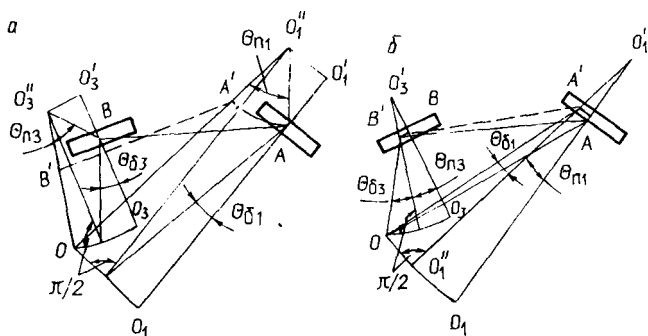


Рис. 3. Плоские расчетные схемы с учетом буксования, углового смещения и бокового увода колес :

a – центры вращения колес совпадают с центрами их скольжения; *б* – центры вращения колес находятся на осях вращения

Установим также соотношения, связывающие кинематические показатели при повороте тягового средства с буксованием колес. Коэффициент кинематического несоответствия окружных скоростей передних и задних колес

$$K_v = (v_1 + v_2)/(v_3 + v_4).$$

Так как при повороте с боковым уводом колеса

$$v_j = \omega_B R_j / ((1 - \delta_j) \cos \theta_{\delta j})$$

(ω_B – угловая скорость поворота тягового средства вокруг мгновенного центра скоростей),

$$K_v = \frac{R_1 / ((1 - \delta_1) \cos \theta_{\delta 1}) + R_2 / ((1 - \delta_2) \cos \theta_{\delta 2})}{R_3 / ((1 - \delta_3) \cos \theta_{\delta 3}) + R_4 / ((1 - \delta_4) \cos \theta_{\delta 4})}. \quad (7)$$

Уравнения кинематики (6) и (7) в сочетании с уравнениями динамики позволяют аналитически рассчитать углы поворота $\theta_{\pi i}$, обусловленного дополнительными степенями свободы при качении колеса.

Список литературы

1. Олейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. Мн., 1960.
2. Кацыгин В.В. и др. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства. Мн., 1984.
3. Давыдик И.И. Исследование статического поворота гусеничного хода: Дис. ... канд. техн. наук. Мн., 1971.

ЗАВИСИМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРА ОТ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА

Одним из основных параметров муфт сцепления (МС), определяющих энергетические показатели их работы, является коэффициент запаса β . В реальных условиях эксплуатации значение β может существенно (на $\pm 30\%$ и более) отличаться от расчетного вследствие нестабильности фрикционных характеристик материалов пар трения, погрешностей изготовления и сборки МС, а также уменьшения нажимного усилия вследствие изнашивания дисков, усадки пружин и др. Снижение коэффициента запаса приводит к изменению параметров буксования МС, в частности работы (W) и мощности (Φ) трения, и, следовательно, температурного режима ее работы, определяющего, как известно, долговечность трущихся пар.

Ниже приведены результаты оценки влияния β на параметры буксования двухдисковой МС трактора 4К2 класса 1,4. Исследования проводили на основе математической модели с применением ЭВМ. Исходные данные для расчетов получены в ГСКБ по универсально-пропашным тракторам и заимствованы из работ [2, 3]. В ходе машинного эксперимента имитировали трогание с места и разгон МТА на базе упомянутого трактора полной массой 4–19 т на передачах V диапазона на асфальтобетонной и грунтовой дорогах, а также стерне при постоянном времени включения МС $t_{\text{в}} = 2$ с, что отражает реальные режимы эксплуатации тракторных поездов. Коэффициент запаса МС изменялся в пределах 2,75–1,7. Это соответствует реальному диапазону изменения значения β от номинального для новой МС до соответствующего предельному износу накладок ведомых дисков. В качестве оценочных показателей приняты работа, максимальная мощность и продолжительность (t_6) буксования МС.

Некоторые результаты расчетов приведены в табл. 1. Анализ их показывает, что по мере снижения коэффициента запаса МС возрастает работа буксования, при этом интенсивность ее роста при трогании и разгоне МТА на высоких передачах больше, чем на низких. Увеличение работы буксования при снижении коэффициента запаса МС в исследованных пределах составляет 10 % при движении трактора на первой и 30 % на четвертой передачах. На почвенных фонах с малым сопротивлением движению и повышенными сцепными свойствами (асфальтобетон) интенсивность роста работы буксования при снижении β и возрастании массы МТА практически постоянна на каждой из передач. С увеличением же коэффициента сопротивления движению (грунтовая дорога, стерня) для МТА большой массы (более 14 т) интенсивность приращения W по мере снижения коэффициента запаса МС при движении на высших передачах возрастает, на низших — уменьшается.

Составной частью полной работы буксования МС является работа W_0 , совершаемая до момента трогания МТА, по которой можно оценить нагруженность МС в зависимости от сопротивления движению.

Табл. 1. Расчетные значения работы и максимальной мощности трения МС при разгоне МТА

Мас-са МТА, Т	Пере- дача	W, кДж, при β , равном				Φ_{\max} , кВт, при β , равном			
		2,75	2,3	2,0	1,7	2,75	2,3	2,0	1,7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Асфальтобетонная дорога									
4	1	53,4	55,5	57,1	58,9	15,5	14,4	13,5	12,5
	2	58,6	61,2	63,2	65,7	16,6	15,2	14,3	13,3
	3	63,0	66,0	68,5	71,5	17,2	15,9	15,1	14,1
	4	69,7	73,5	76,7	80,6	18,1	17,6	16,2	15,2
9	1	61,8	65,0	67,6	70,6	17,1	15,8	14,9	14,0
	2	69,4	74,1	77,5	82,1	18,4	17,3	16,5	15,5
	3	76,1	81,0	85,5	90,8	19,4	18,4	17,5	16,6
	4	84,5	91,2	96,4	103,8	20,8	19,7	19,0	18,0
14	1	66,3	70,8	73,9	77,8	18,1	17,2	16,2	15,2
	2	75,5	80,3	84,8	91,0	19,9	18,6	17,8	17,1
	3	81,6	87,9	93,9	100,4	20,8	19,8	19,2	18,1
	4	90,6	98,6	105,2	114,7	22,3	21,3	20,5	19,8
19	1	68,9	73,8	77,8	83,4	18,7	17,8	17,0	16,3
	2	77,8	84,7	89,7	95,7	20,4	19,6	18,8	17,9
	3	85,5	92,2	97,9	106,9	21,8	20,7	19,9	19,3
	4	94,2	103,1	110,5	121,0	23,0	22,2	21,5	20,7
Грунтовая дорога									
4	1	54,4	56,8	58,5	60,7	15,6	14,6	13,7	12,7
	2	57,9	62,8	65,1	68,2	16,7	15,5	14,5	13,7
	3	64,1	67,8	70,7	74,4	17,5	16,2	15,4	14,5
	4	70,8	75,2	79,2	83,8	18,4	17,5	16,6	15,7
9	1	60,6	64,3	66,8	70,1	17,3	16,1	15,2	14,2
	2	67,5	71,7	75,1	80,0	18,5	17,4	16,6	15,8
	3	72,7	77,5	82,0	87,8	19,5	18,4	17,7	16,9
	4	79,7	86,4	91,9	98,9	20,7	19,8	19,1	18,3
14	1	63,2	66,8	70,1	74,7	17,8	16,7	16,0	15,1
	2	69,8	74,9	79,6	86,0	19,1	18,1	17,5	16,9
	3	75,2	81,7	87,7	93,4	20,1	19,3	18,8	17,8
	4	83,8	91,4	97,0	105,4	21,7	20,8	20,0	19,4
19	1	65,8	70,1	72,9	76,8	18,5	17,4	16,5	15,5
	2	72,7	77,1	81,5	88,6	19,7	18,6	17,8	17,3
	3	77,3	83,4	90,3	100,6	20,5	19,6	19,2	19,0
	4	86,9	95,7	101,8	111,0	22,3	21,7	20,9	20,3
Стерня									
4	1	55,4	57,8	59,7	62,1	15,7	14,7	13,8	12,8
	2	61,4	64,5	67,2	70,5	16,8	15,7	14,8	13,9
	3	66,4	70,4	73,6	76,7	17,7	16,4	15,7	14,8
	4	74,0	78,0	83,3	88,7	18,7	17,8	17,0	16,0
9	1	64,0	64,5	70,7	74,9	17,6	16,4	15,5	14,7
	2	72,0	77,1	81,8	86,8	18,9	17,9	17,3	16,3
	3	72,0	85,0	89,7	96,8	20,0	19,2	18,3	17,5
	4	87,9	95,0	102,0	110,7	21,6	20,4	19,9	19,0
14	1	67,5	72,5	77,2	82,5	18,4	17,5	16,9	16,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	2	76,8	84,1	88,9	94,9	20,1	19,5	18,6	17,7
	3	84,7	91,3	97,1	106,1	21,6	20,4	19,7	19,2
	4	*	102,3	110,3	121,7	*	22,0	21,5	20,8
19	1	71,0	75,2	79,4	86,2	19,2	18,0	17,3	16,7
	2	79,2	86,0	93,3	104,6	20,6	19,8	19,5	19,3
	3	86,5	98,0	105,4	114,3	21,9	21,8	21,2	20,4
	4	*	*	*	*	*	*	*	*

Примечание. * — двигатель заглох.

Результаты расчетов показывают, что при малом сопротивлении движению (асфальтобетонная дорога) и постоянной массе МТА с уменьшением β работа W_0 практически не изменяется при движении на всех передачах V диапазона. Если дорожное сопротивление повышенное (грунтовая дорога, стерня), описанный выше характер изменения W_0 наблюдается лишь для МТА небольшой массы (4–9 т) при трогании с места на низших передачах. Увеличение массы МТА, а также трогание последнего с места на высоких передачах сопровождается, как правило, существенным возрастанием W_0 при снижении β . Следует отметить, что при разгоне МТА массой более 10 т на повышенных передачах V диапазона на фонах с большим сопротивлением движению W_0 может составлять 10–20 % и более от полной работы буксования МС. Поэтому оценивать W_0 целесообразно лишь при трогании МТА в этих условиях.

Не менее важной характеристикой энергонагруженности МС является максимальная мощность трения Φ_{\max} . Анализ данных, приведенных в табл. 1, показывает, что уменьшение β сопровождается снижением Φ_{\max} , т.е. процесс включения МС становится менее динамичным. В наибольшей степени интенсивность снижения Φ_{\max} зависит от массы МТА. Передача, используемая при разгоне агрегата, и дорожные условия влияют в меньшей степени на интенсивность изменения Φ_{\max} в зависимости от β .

Таким образом, показатели энергонагруженности МС — работа и мощность буксования — являются функциями многих факторов (коэффициента запаса муфты, массы МТА, передачи, на которой происходит трогание МТА с места, характеристик опорной поверхности) и зависят от их сочетания.

Как уже отмечалось, работа и мощность трения определяют тепловой режим МС, который для сухих МС характеризуется высоким уровнем объемных и поверхностных температур [4]. Поэтому увеличение работы буксования при снижении β в процессе эксплуатации МС обуславливает повышение температуры пар трения, что приводит в конечном счете к уменьшению их долговечности. В связи с этим представляется целесообразным оснащение МС трактора класса 1,4 устройствами для стабилизации коэффициента их запаса по мере изнашивания накладок ведомых дисков. Технология изготовления муфт должна обеспечивать определенный уровень коэффициента запаса при массовом их производстве.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы. Снижение коэффициента запаса МС, сопровождающееся значительным

(на 20 % и более) увеличением продолжительности буксования, приводит к существенному (на 30 % и более) возрастанию работы буксования и заметному снижению максимальной мощности трения, что в наибольшей степени проявляется при разгоне МТА на высоких передачах.

Список литературы

1. Скуртул А.И. и др. Энергетическая оценка муфты сцепления трактора кл. 1,4 и динамические свойства МТА на его базе // Депонированные научные работы. 1988. № 10.
2. Артемьев П.П. и др. Экспериментальное определение моментов инерции колес тракторов // Автотракторостроение. Мн., 1979. Вып. 12.
3. Шалыгин В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости: Теория рабочих процессов и системное проектирование. М., 1986.
4. Скуртул А.И. и др. Пути повышения долговечности фрикционных устройств в машиностроении / БелНИИТИ. Мн., 1985. (Обзор информ.)

УДК 629.114.4.235

Н.Н.ГОРБАТЕНКО (Могилевский
машиностроительный институт),
В.А.КОРОБКИН, канд. техн. наук,
Н.И.ХАЛЬКО (МТЗ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНИЗМОВ ПЛАВНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ ФРИКЦИОНОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

Механизмы плавного включения фрикционов (МПВФ), применяемые в современных гидромеханических трансмиссиях (ГМТ) с целью снижения динамических нагрузок и теплонапряженности фрикционных элементов, различаются между собой устройством, принципом действия и характеристиками процесса регулирования давления. В силу указанных отличий эффективность их применения в ГМТ различна. Использование той или иной схемы механизма ПВФ определяется не только необходимостью обеспечения требуемого количества переходного процесса и особенностями кинематической схемы коробки передач [1], но и применяемой в ГМТ системой управления процессами включения и выключения фрикционов (СУФ).

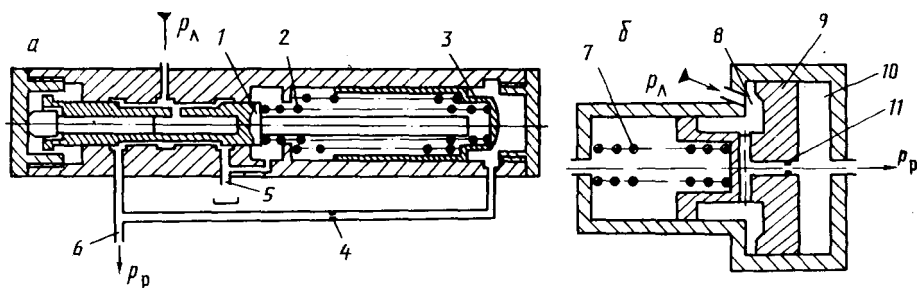


Рис. 1. Схемы механизмов плавного включения фрикционов ГМТ:
а — с серийной СУФ; б — с опытной

Ниже приведены результаты экспериментальных исследований динамической нагруженности ГМТ с четырехступенчатой планетарной коробкой передач на неустановившихся режимах ее работы (переключение передач, трогание машины с места). Исследования проводили с целью сравнения эффективности применения в ГМТ серийного и опытного МПВФ, отличающихся друг от друга принципом регулирования давления.

В испытанной ГМТ серийная СУФ построена по многоканальному принципу: включение каждой передачи осуществляется с помощью отдельного гидрораспределителя, управляемого электромагнитом. В каналах подачи рабочей жидкости к фрикционам первой и второй передач установлены механизмы плавного включения фрикционов сливного типа (рис. 1, а). Принцип действия такого механизма состоит в том, что после соприкосновения дисков фрикциона давление жидкости в канале б возрастает и регулирующий золотник 1 открывает сливное отверстие 5. За счет этого ограничивается расход жидкости, поступающей в цилиндр. Дальнейшее нарастание давления в канале б определяется характеристикой пружины 2 и перемещением плунжера гидроаккумулятора 3 по мере заполнения его полости управления через дроссель 4.

В Могилевском машиностроительном институте разработан опытный образец СУФ, которая обеспечивает одноканальный принцип управления. Отличительная особенность этой системы заключается в том, что процессами наполнения и опорожнения исполнительных цилиндров фрикционов всех передач управляет гидрораспределитель, выполненный в виде поворотного золотника. Это позволило использовать один МПВФ для включения всех передач. Он устанавливается в магистрали подвода рабочей жидкости от источника давления к поворотному гидрораспределителю. При этом существенно уменьшается количество гидравлических элементов в системе управления ГМТ.

Принцип действия опытной СУФ состоит в следующем. В нейтральном положении гидрораспределителя или после включения соответствующей передачи поршень 9 (рис. 1, б) занимает крайнее левое положение, так как сила давления жидкости, действующая на нескомпенсированную площадь поршня со стороны полости 10, больше упругой силы пружины 7. При переключении передач поворотный гидрораспределитель сообщает исполнительный цилиндр включаемого фрикциона с полостью 8 механизма включения фрикционов. Поскольку полости 8 и 10 разделены дросселем 11, имеет место перепад давлений в них. Поршень 9 перемещается вправо, вытесняя рабочую жидкость из полости 10 в исполнительный цилиндр включаемого фрикциона. После выбора зазоров между дисками фрикциона течение жидкости в гидромагистрали между МПВФ и исполнительным цилиндром прекращается. Давление в полости 10 возрастает, и поршень медленно возвращается в исходное положение. Давление в цилиндре фрикциона при этом плавно увеличивается.

При экспериментальном исследовании эффективности применения в ГМТ серийного и опытного механизмов плавного включения фрикционов работу машины имитировали на моторно-трансмиссионном стенде. Последний включает приводные электрические машины, ГМТ, маховые массы (поступательно движущиеся массы машины) и индукционные тормоза.

Программа испытаний предполагала исследование динамической нагруженности трансмиссии не только с серийным и опытным МПВФ, но и без них. Различные установившиеся скоростные и нагрузочные режимы работы ГМТ

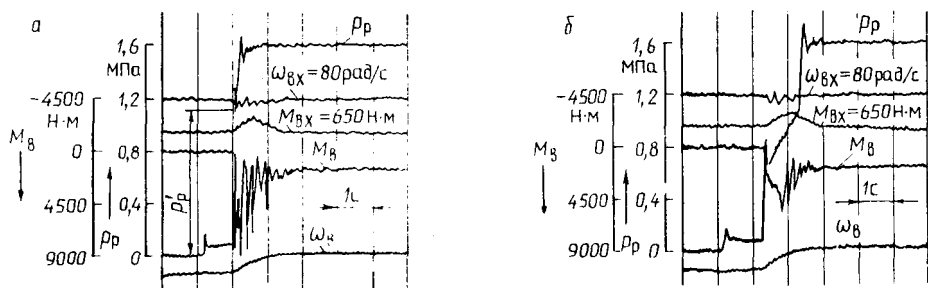


Рис. 2. Осциллограммы процесса включения первой передачи с нейтралю при тормозном моменте на выходном валу ГМТ $M_T = 3000$ Н·м и скорости его вращения $\omega_{вх} = 80$ рад/с: а — при серийной СУФ; б — опытной

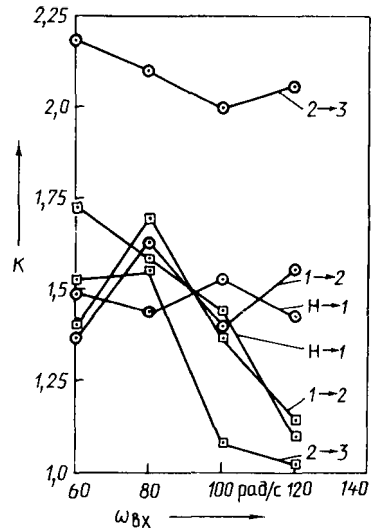
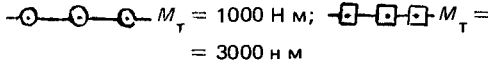
обеспечивали путем изменения угловой скорости вращения входного вала $\omega_{вх}$ приводной электрической машины и регулирования тормозного момента M_T . В каждом режиме работы ГМТ производили включение первой передачи с нейтралю ($H \rightarrow 1$), а также переключение передач $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$ и $4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$. При этом на ленте осциллографа регистрировались давление в канале подачи жидкости к исполнительному цилиндру фрикциона p_p , динамические моменты и скорости входного $M_{вх}$, $\omega_{вх}$ и выходного $M_{в}$, $\omega_{в}$ валов.

Сравнительную оценку эффективности применения в ГМТ механизмов плавного включения фрикционов выполняли по коэффициенту $K = M_{вmax}^c / M_{вmax}^o$, где $M_{вmax}^c$, $M_{вmax}^o$ — абсолютные значения максимальных динамических моментов на выходном валу трансмиссии соответственно с серийной и опытной СУФ.

Анализ осциллограмм (рис. 2) показывает, что серийный МПВФ практически не регулирует давления в магистрали подвода рабочей жидкости к цилиндру фрикциона первой передачи. Это объясняется существенной зависимостью характеристики регулирования давления этим механизмом от гидравлического сопротивления магистрали на участке от МПВФ до цилиндра фрикциона [1]. При большом сопротивлении давление в цилиндре будет гораздо меньше давления на выходе из МПВФ. В результате после соприкосновения дисков давление жидкости в цилиндре скачкообразно возрастает до $p_p' \approx 1,1$ МПа (рис. 2, а) и включение фрикциона носит ударный характер. На выходном валу трансмиссии возникают интенсивные как по амплитуде, так и по частоте колебания момента $M_{в}$. Максимальный динамический момент $M_{вmax}^c$ соответствует испытанию ГМТ без механизмов плавного включения фрикционов.

Динамическая нагруженность трансмиссии с опытным МПВФ ниже. Для рассматриваемого режима включения первой передачи $M_{вmax}^c \approx 9000$ Н·м, а $M_{вmax}^o \approx 6000$ Н·м. Такая существенная разница обусловлена различием в характеристиках регулирования давления опытным и серийным МПВФ. Опытный механизм в отличие от серийного регулирует давление в магистрали управления исполнительным цилиндром фрикциона. Поэтому темп нарастания момента трения включаемого фрикциона, а следовательно, и динамическая нагруженность ГМТ с опытным механизмом меньше, чем с серийным (в последнем случае на пакет дисков фрикциона действует ударная нагрузка).

Рис. 3. Зависимость коэффициента эффективности применения МПВФ в ГМТ от угловой скорости входного вала $\omega_{вх}$ и тормозного момента M_T на выходном валу трансмиссии:



Установлено, что эффективность применения в ГМТ механизмов плавного включения фрикционов в значительной степени зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы трансмиссии, а также от номера включаемой передачи. Так, при включении первой передачи с нейтрالي ($H \rightarrow 1$) и $M_T = 3000 \text{ Н м}$, $\omega_{вх} = 60\text{--}100 \text{ рад/с}$ (рис. 3) эффективность опытного МПВФ в 1,4–1,7 раза выше, чем серийного. С увеличением скорости вращения входного вала эффективность опытного механизма снижается: $\omega_{вх} = 120 \text{ рад/с}$ ($H \rightarrow 1$), $K \approx 1,1$. Аналогична зависимость коэффициента K от скоростного и нагрузочного режимов работы ГМТ и при переключении передач $1 \rightarrow 2$ при $M_T = 3000 \text{ Н м}$. Следует подчеркнуть, что с уменьшением тормозного момента на валах ГМТ эффективность использования опытного МПВФ повышается.

Наиболее эффективен опытный механизм при переключении передач $2 \rightarrow 3$ (см. рис. 3). С ужесточением скоростного режима работы ГМТ $M_{в\max}^c$ и $M_{в\max}^o$ примерно одинаковы. Однако несмотря на это, субъективная оценка плавности переключения передач $2 \rightarrow 3$ всегда была в пользу опытного механизма. Объясняется это тем, что при включении третьей передачи на валах ГМТ с серийной СУФ формируется знакопеременный динамический момент. При установке в ГМТ опытной СУФ знак моментов на валах ГМТ не изменяется.

Таким образом, проведенные исследования позволили установить, что предлагаемая СУФ с одним механизмом плавного включения всех фрикционов упрощает конструкцию ГМТ. Динамическая нагруженность трансмиссии с опытной СУФ существенно (почти в 2,2 раза) ниже, чем серийной, и зависит от ее скоростного и нагрузочного режимов работы.

Список литературы

1. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. Мн., 1973.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТРАКТОРА С ДВИГАТЕЛЕМ
ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ И ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОМ

В последнее время все большее применение в тракторах получают двигатели постоянной мощности (ДПМ) и гидротрансформаторы (ГТ).

Их использование позволяет значительно увеличить полезную нагрузку тракторного агрегата, уменьшить количество передач и динамические нагрузки в трансмиссии, а также удельный расход топлива. Высокий КПД трансмиссии на установившихся режимах ее работы, как известно, может быть достигнут за счет применения блокировки ГТ. При этом эффективное (автоматическое) управление ГТ возможно лишь в случае реализации научно обоснованных характеристик блокировки.

Однако вопросы совместного использования ДПМ и блокируемого ГТ в настоящее время изучены недостаточно. Поэтому с целью определения характеристик блокировки ГТ, а также анализа процессов, протекающих в трансмиссии при трогании с места и разгоне тракторного агрегата, разработана математическая модель для перспективного гусеничного трактора Волгоградского тракторного завода, оснащенного ДПМ, блокируемым ГТ, а также трехступенчатой коробкой передач. Поскольку разгон и сельскохозяйственные работы того или иного вида ведут, как правило, при неизменном передаточном числе коробки передач, механическая система тракторного агрегата включает четыре массы (рис. 1). При моделировании динамические процессы в ГТ учтены в соответствии с [1].

Математическая модель для тракторного агрегата была представлена следующей системой дифференциальных уравнений:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_d - M_{y1} - M_{r1};$$

$$(I_2 - I_{н.м}) \ddot{\varphi}_2 = M_{y1} + M_{r1} - M_n - M_\phi + (I_2 - I_{н.м}) E_1 D/B_1;$$

$$(I_3 - I_{т.м}) \ddot{\varphi}_3 = M_t + M_\phi - M_{y2} - M_{r2} - (M_{y1} + M_{r1} - M_n) \times \\ \times I_{н.м} / (I_2 - I_{н.м}) + (I_3 - I_{т.м}) E_2 D/B_2;$$

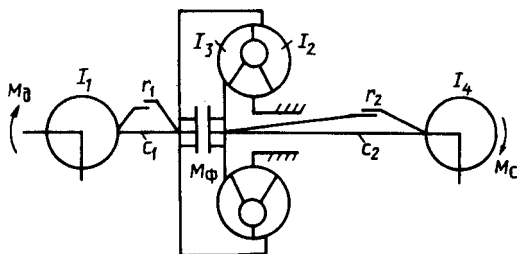
$$I_4 \ddot{\varphi}_4 = M_{y2} + M_{r2} - M_c;$$

$$\dot{Q} = -D/B_1,$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ — угловые перемещения масс с моментами инерции I_1, I_2, I_3, I_4 ; M_d — крутящий момент на валу двигателя; M_{yi} — моменты упругих элементов; M_{ri} — моменты сил неупругого сопротивления; $I_{н.м}, I_{т.м}$ — центробежные моменты, создаваемые в меридиальной плоскости жидкостью, взаимодействующей соответственно с насосным и турбинными колесами ГТ; M_n, M_t — моменты на насосном и турбинном колесах ГТ; M_c — момент сопро-

Рис. 1. Динамическая модель тракторного агрегата:

c_i, r_i — приведенные жесткости упругих элементов и коэффициенты демпфирования



тивления движению трактора; Q — расход жидкости, обусловленный ее циркуляцией в ГТ в меридиальном направлении; E_1, E_2, B_1, B_2, D — коэффициенты, учитывающие геометрию рабочих колес ГТ, свойства жидкости и зависящие от ее расхода в меридиальном направлении [1].

Момент трения фрикциона блокировки M_{ϕ} определяется в соответствии с [2] (учитываются потери на трение в элементах соединений дисков с ведущими и ведомыми деталями), момент сопротивления движению трактора и агрегируемой машины M_c — в соответствии с [3, 4].

При вычислении момента на валу двигателя и характеристик топливоподачи использовались уравнения регрессии, полученные в результате испытаний двигателя постоянной мощности СМД-86ПМ. Момент на валу двигателя определялся как

$$M_d = a_0 + a_1 q_{\text{ц}} + a_2 \omega_d q_{\text{ц}} - a_3 \omega_d^2,$$

где $q_{\text{ц}}$ — цикловая подача топлива, кг; ω_d — угловая скорость вращения вала двигателя; a_i — коэффициенты: $a_0 = 0,847 \cdot 10^2$, $a_1 = 0,40925 \cdot 10^6$, $a_2 = 0,5645 \cdot 10^4$, $a_3 = 0,708 \cdot 10^{-2}$.

Цикловая подача топлива при работе двигателя на внешней скоростной характеристике $q_{\text{ц}} = b_{\text{в}0}$, где $b_{\text{в}0} = 0,9048 \cdot 10^{-3}$; при работе на корректорной ее ветви $q_{\text{ц}} = b_{\text{к}0} - b_{\text{к}1} \omega_d$, где $b_{\text{к}0} = 0,13824 \cdot 10^{-2}$, $b_{\text{к}1} = 0,4022 \cdot 10^{-5}$; при работе на регуляторной ветви

$$q_{\text{ц}} = b_{\text{p}0} + b_{\text{p}1} \gamma - b_{\text{p}2} \omega_d - b_{\text{p}3} \omega_d \gamma + b_{\text{p}4} \gamma^2,$$

где γ — угол поворота рычага регулятора, определяющий скоростной режим ($\gamma = \gamma_{\text{max}}$ соответствует режиму максимальной скорости вращения вала двигателя); $b_{\text{p}0} = 0,1508 \cdot 10^{-2}$, $b_{\text{p}1} = 0,3518 \cdot 10^{-2}$, $b_{\text{p}2} = 0,16336 \cdot 10^{-4}$, $b_{\text{p}3} = 0,11938 \cdot 10^{-4}$, $b_{\text{p}4} = 0,17592 \cdot 10^{-2}$.

В модели всережимный регулятор двигателя представлен аperiodическим звеном, параметры которого были определены экспериментальным путем.

В соответствии с описанной моделью разработана программа для ЭВМ и выполнены расчеты по определению характеристик блокировки ГТ и оценке динамических процессов, протекающих в трансмиссии при трогании и разгоне агрегата.

Критериями эффективности блокировки были минимальные время t_p

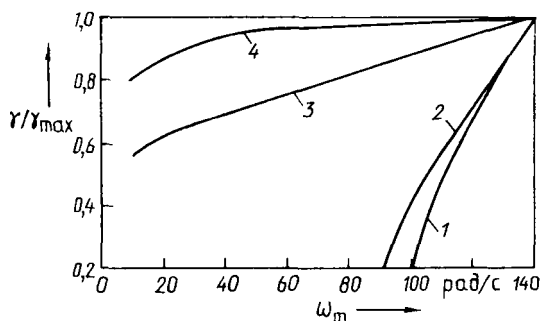


Рис. 2. Характеристика блокировки ГТ:
1, 3 — по критерию минимума G_p ; 2, 4 — по критерию минимума t_p

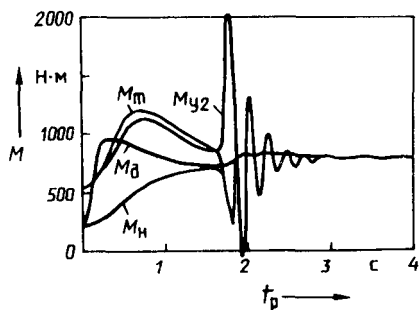


Рис. 3. Графики переходных процессов в трансмиссии при трогании с места и разгоне агрегата

разгона агрегата до v_{\max} и расход топлива за время разгона G_p . В качестве управляемого параметра принята угловая скорость вращения турбинного колеса ГТ ω_T в момент блокировки. Исследования проводили при различных значениях γ и M_c . Оптимальное решение находили методом Гаусса—Зейделя.

Характеристики блокировки ГТ 1 и 2 (рис. 2) получены при загрузке тракторного агрегата, близкой к номинальной, а характеристики 3 и 4 — при загрузке, составляющей 50 % от номинальной. Характеристики блокировки, определенные по принятым критериям, различны. Существенное влияние на эти характеристики оказывает уровень загрузки тракторного агрегата. Чем он ниже, тем раньше необходимо блокировать ГТ. При загрузке агрегата, составляющей менее 50 % от номинальной, движение с разблокированным ГТ, исходя из первого критерия, вообще нецелесообразно.

После блокировки ГТ, как известно, имеет место нестабильность скорости вращения турбинного колеса. Для исключения случайного срабатывания фрикциона характеристики блокировки и разблокировки должны иметь гистерезис, величина которого определяется максимальной амплитудой ω_T . Степень стабильности ω_T существенно зависит от продолжительности включения фрикциона блокировки (в ходе исследования изменялась в пределах 0,05—0,50 с).

Максимальный размах колебаний в переходном процессе, обусловленном блокировкой ГТ, при γ_{\max} не превышает 14 рад/с. Частота колебаний ω_T — 3,5—4,5 Гц. Разность угловых скоростей турбинного колеса, соответствующих моментам блокировки и разблокировки ГТ, определяющая величину гистерезиса, при γ_{\max} может быть принята равной 20 рад/с, а при $0,5\gamma_{\max}$ — 15 рад/с.

При моделировании полагали, что изменение γ от $0,1\gamma_{\max}$ до γ_{\max} происходит за 0,7 с. Как видно из рис. 3, при продолжительности разгона 1,75 с происходит блокировка гидротрансформатора, что приводит к колебаниям значений крутящих моментов в элементах трансмиссии, особо значительным в упругом звене с жесткостью c_2 . Как показали исследования, максимальные амплитуды $M_{\gamma 2}$ достигают 1500 Н·м, что превышает допустимые нормы. Для уменьшения динамических нагрузок на элементы трансмиссии в системе управления блокировкой ГТ необходимо предусмотреть механизм плавного включения фрикциона.

Приведенные выше результаты исследований могут быть использованы при создании системы автоматического управления блокировкой гидротрансформатора и доводке конструкции тракторов.

Список литературы

1. Лаптев Ю.Н. Динамика гидродинамических передач. М., 1983.
2. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. Мн., 1973.
3. Анисимов В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М., 1976.
4. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., 1975.

УДК 629.113.2

В.С. БАЕВ, канд. техн. наук (БПИ)

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ В МЕЖОСЕВОМ ПРИВОДЕ ТРАКТОРА КЛАССА 2

Полноприводные трансмиссии с межосевыми муфтами свободного хода, широко используемые в тракторах, обеспечивают достаточно высокие тягово-сцепные свойства трактора, но не всегда позволяют реализовывать его удовлетворительную поворачиваемость. В автомобильной технике улучшение поворачиваемости машин при сохранении их высоких тягово-сцепных свойств достигается за счет применения дифференциальной межосевой связи.

Как показывают исследования, проведенные применительно к трактору класса 2 [1], дифференциальной межосевой привод в обычных условиях эксплуатации позволяет получить аналогичные результаты. Исключение составляют случаи движения трактора с большой крюковой нагрузкой, близкой к номинальной, и при значительной разгрузке переднего ведущего моста, когда на него приходится менее 15–20 % общего веса трактора. При этом из-за проявления дифференциального эффекта тягово-сцепные свойства трактора несколько снижаются. Поэтому межосевой привод должен сочетать в себе свойства блокированного и дифференциального приводов, что может быть достигнуто за счет применения в приводе дифференциала повышенного трения.

В большинстве конструкций дифференциалов повышенного трения момент трения создают специальные фрикционные муфты, который растет или уменьшается с увеличением тяговой нагрузки либо остается постоянным. Это позволяет подвести к колесам, имеющим лучшие сцепные качества, больший крутящий момент. Дифференциалы с постоянным и увеличивающимся мо-

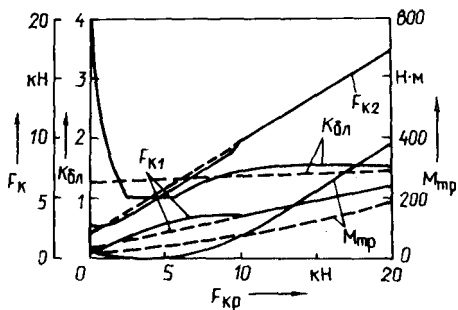


Рис. 1. Распределение касательных сил тяги по мостам трактора МТЗ-142, коэффициент блокировки и момент трения межосевого дифференциала в зависимости от крюковой нагрузки:

— — — оптимальные; — — — реальные

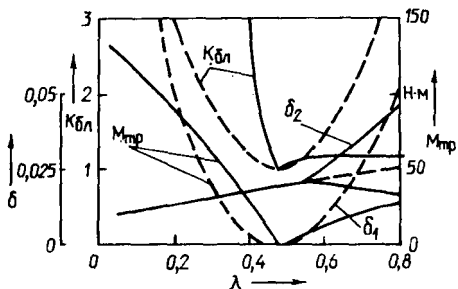


Рис. 2. Распределение буксований δ по мостам трактора МТЗ-142, коэффициент блокировки и момент трения межосевого дифференциала в зависимости от коэффициента распределения вертикальных нагрузок по мостам:

— — — оптимальные; — — — реальные

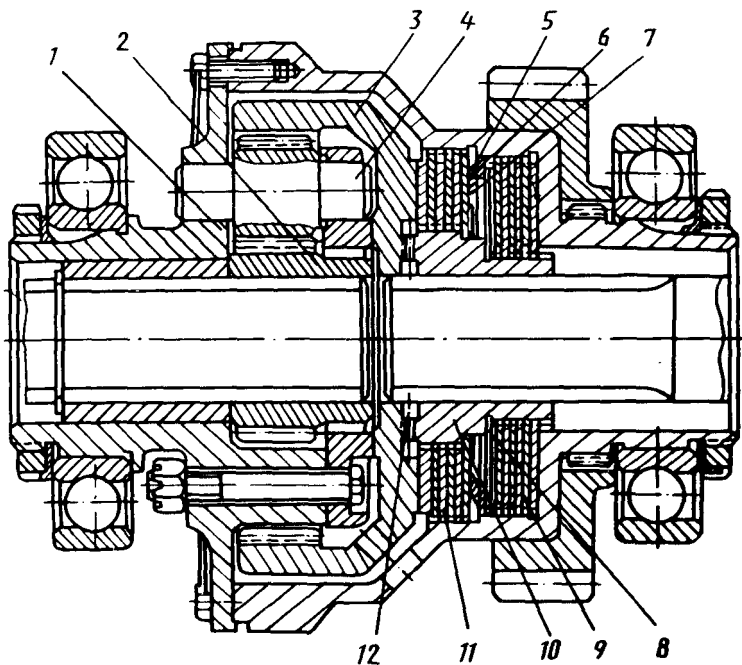


Рис. 3. Межосевой дифференциал повышенного трения:

1 — корпус; 2 — солнечная шестерня; 3 — элицикл; 4 — сателлиты; 5 — тарельчатая пружина; 6 — кольцо; 7 — нажимной диск; 8 — зазор; 9 — первая фрикционная муфта; 10 — подвижная втулка; 11 — вторая фрикционная муфта; 12 — кулачки

ментом трения с ростом силы тяги в основном применяют для повышения проходимости машин, работающих с высокими тяговыми нагрузками или предназначенных для работ в тяжелых дорожных условиях (дифференциалы с убывающим моментом трения — для повышения проходимости машин, не предназначенных для работ с высокими крюковыми нагрузками, в условиях, когда сцепные качества колес мостов существенно различны: например, при движении на подъем и снижении вертикальной нагрузки на передний мост).

В связи с тем что трактор работает в разнообразных дорожно-полевых условиях с различными крюковыми нагрузками, к межосевому приводу трактора предъявляется следующее требование: распределение крутящих моментов по мостам должно обеспечивать движение трактора с минимальными потерями на буксование, а также хорошую поворачиваемость его при работе с различными прицепными и навесными орудиями. Поэтому момент трения дифференциала должен быть переменным и обеспечивать равенство буксований колес в различных условиях эксплуатации.

Из рис. 1 следует, что оптимальное распределение сил тяги по мостам трактора достигается с ростом крюковой нагрузки при увеличении коэффициента блокировки дифференциала от 1,25 при $F_{кр} = 0$ до 1,45 при $F_{кр} = 20$ кН. При работе трактора с навесными орудиями для обеспечения минимальных потерь мощности на буксование момент трения $M_{тр}$ и коэффициент блокировки дифференциала $K_{бл}$ в зависимости от коэффициента распределения вертикальных нагрузок по мостам λ должны изменяться по параболическому закону (рис. 2).

Межосевой дифференциал должен соответствовать обеим характеристикам, приведенным на рис 1 и 2, и, следовательно, обладать свойствами дифференциалов двух типов: с убывающим и возрастающим моментами трения. Примером такой конструкции может служить несимметричный дифференциал, показанный на рис. 3 [2]. Наличие в нем двух фрикционных муфт, одна из которых поджата тарельчатой пружиной, позволяет достичь необходимого сочетания характеристик. По конструктивным соображениям выбраны геометрические размеры элементов дифференциала и параметры фрикционных муфт, тарельчатой пружины и кулачков. Соответствующие характеристики дифференциала и параметры трактора приведены на рис 1 и 2 (сплошные линии).

Применение предлагаемого межосевого дифференциала обеспечивает достаточное приближение тяговых свойств трактора к оптимальным при работе его с прицепными и навесными орудиями. Как показывают расчеты, тяговые свойства трактора удовлетворительны как в режиме его поворота, так и прямолинейного движения. При повороте трактора силы тяги на колесах переднего моста положительны, их значения близки к значениям при прямолинейном движении и, следовательно, поворачиваемость трактора с межосевым дифференциалом повышенного трения практически такая же, как трактора с простым несимметричным дифференциалом.

С п и с о к л и т е р а т у р ы

1. Баев В.С. Влияние конструкции межосевого привода на повышение проходимости трактора класса 2// *Вопр. проходимости машин. Благовещенск, 1987. 2. А.с. 1207830 СССР. Межосевой дифференциал повышенного трения транспортного средства / В.С.Баев, В.В.Ванцевич, А.Х.Лефаров.*

СИДЕНЬЕ ОПЕРАТОРА РЕВЕРСИВНОГО ТРАКТОРА

Создание реверсивной модификации позволяет расширить сферу использования универсально-пропашных тракторов за счет обеспечения возможности их работы с агрегируемыми машинами, при которой необходимо движение задним ходом (жатки, погрузочно-разгрузочные машины, снегоочистители, бурильно-крановые установки и т.д.).

Пост управления реверсивного трактора должен соответствовать безопасным и комфортным условиям работы оператора как на прямом, так и на обратном (реверсном) ходе трактора. Пока выпуск реверсивных тракторов незначителен. Они являются, как правило, модификациями базовых моделей с максимальной степенью унификации агрегатов и узлов. По экономическим соображениям создание специальной кабины для реверсивного трактора невыгодно, поэтому используется серийная кабина базовой модели. Несмотря на то что внутреннее пространство кабин современных тракторов значительно, обеспечить соблюдение эргономических требований при работе трактора в двух направлениях весьма сложно.

Выпускаемым серийно тракторным сиденьям [1] присущ ряд недостатков, что препятствует их применению в конструкции реверсивного поста управления трактором. Сиденья, имеющие подвески с четырехзвенным механизмом типа "параллелограмм" (серийное сиденье МТЗ 70-680000, ХТЗ—НАТИ АУ-31), характеризуются продольными колебаниями посадочного места, которые воспринимаются человеком гораздо хуже, чем вертикальные [2].

Большие абсолютные значения коэффициентов передачи подвесок сидений во многом обусловлены малой эффективностью гасящего элемента — амортизатора. Известно, что сила сопротивления перемещению штока амортизатора пропорциональна скорости движения поршня в цилиндре. При горизонтальном же или наклонном положении амортизатора динамическому ходу подвески сиденья соответствует малый ход штока амортизатора, чем и обусловлена недостаточная сила сопротивления на ходе отбоя. Наиболее полно удовлетворяет требованиям по виброзащите сиденье фирмы "Бостром" Викинг-301 Е, что достигнуто за счет вертикальной установки и высокой эффективности амортизатора.

Подвеска с упругим элементом в виде двух последовательных торсионных валов со связью посредством зубчатой передачи (серийное сиденье МТЗ) характеризуется неравномерным нагружением валов, громоздкостью и большой металлоемкостью (подвеска имеет три дополнительные пары трения — два подшипника и зубчатое зацепление). Во избежание перекосов механизмов подвески необходимо применять кинематически замкнутые упругие элементы.

Значительно ухудшаются виброзащитные свойства подвески сиденья вследствие трения в шарнирах. Поэтому число шарниров в подвеске и трение в них должны быть минимальными.

Относительно малая из-за принятой схемы поперечная жесткость подвесок сидений МТЗ и ХТЗ—НАТИ обуславливает колебания посадочного места в поперечной плоскости и снижение долговечности деталей механизма. При выполнении подвески сиденья по схеме "параллелограмм" увеличиваются продольные размеры сиденья. Так, крайняя задняя точка подвески сиденья выходит за габариты посадочного места и отстоит от точки отсчета сиденья (ТОС) в продольном направлении на 195 мм для сиденья МТЗ и на 100 мм для сиденья ХТЗ—НАТИ. В унифицированной кабине МТЗ развернуть такое сиденье без его демонтажа невозможно. Техническим заданием на разработку реверсивного колесного трактора класса 1,4 предусмотрено общее время реверсирования поста управления в пределах 3 мин. Чтобы обеспечить оперативный реверс сиденья, необходимо усложнение его конструкции.

Направляющий механизм типа "ножницы" подвески реверсивного сиденья имеет ряд преимуществ: а) обеспечивается строго вертикальное перемещение посадочного места оператора; б) продольные габариты сиденья позволяют выполнять его разворот при реверсировании поста управления в унифицированной кабине; в) для ограждения движущихся частей подвески и улучшения ее внешнего вида можно применять защитный кожух; г) обеспечивается высокая жесткость и устойчивость сиденья в поперечной плоскости; д) возможно использование различных упругих элементов, в том числе гидропневматических.

При выборе упругого элемента подвески с направляющим механизмом типа "ножницы" необходимо учитывать ряд требований. Упругий элемент должен обеспечивать требуемую жесткость и грузоподъемность подвески на заданном вертикальном перемещении (ходе подвески). Согласно [1], максимальный ход подвески составляет 150 мм. Однако практика показывает, что при реверсировании поста управления в тракторах с кабинами, сиденья в которых установлены на возвышении (например, МТЗ с унифицированной кабиной) и на обратном ходе должны подниматься на 80—130 мм для обеспечения регламентированного расстояния от ТОС до педали, обеспечить такой ход подвески невозможно из-за малого расстояния от головы оператора до потолка кабины. Поэтому ход подвески целесообразно ограничить до 100 мм (ход подвесок подавляющего большинства сидений зарубежных фирм "Граммер", "Бостром", "Исрингхаузен" и других составляет 80—100 мм).

Кинематически замкнутый упругий элемент подвески должен размещаться в пределах горизонтальной проекции посадочного места, чтобы обеспечивалась компактность всего механизма. Должна быть предусмотрена возможность регулировки сиденья по массе оператора при движении трактора. Долговечность упругого элемента — не менее 10 тыс. моточасов.

Необходимую приведенную жесткость и соответствующую частоту собственных колебаний сиденья при ходе подвески до 100 мм обеспечивает упругий элемент из двух цилиндрических пружин кручения, размещенных (с целью недопущения перекосов) симметрично относительно продольной оси сиденья в передней части верхнего подвижного основания подвески. Это дает возможность оператору регулировать натяжку пружин во время движения трактора.

Применение в опорных соединениях поддерживающих рычагов направляющего механизма подвески резинометаллических шарниров (РМШ) позволяет компенсировать технологические погрешности изготовления деталей и

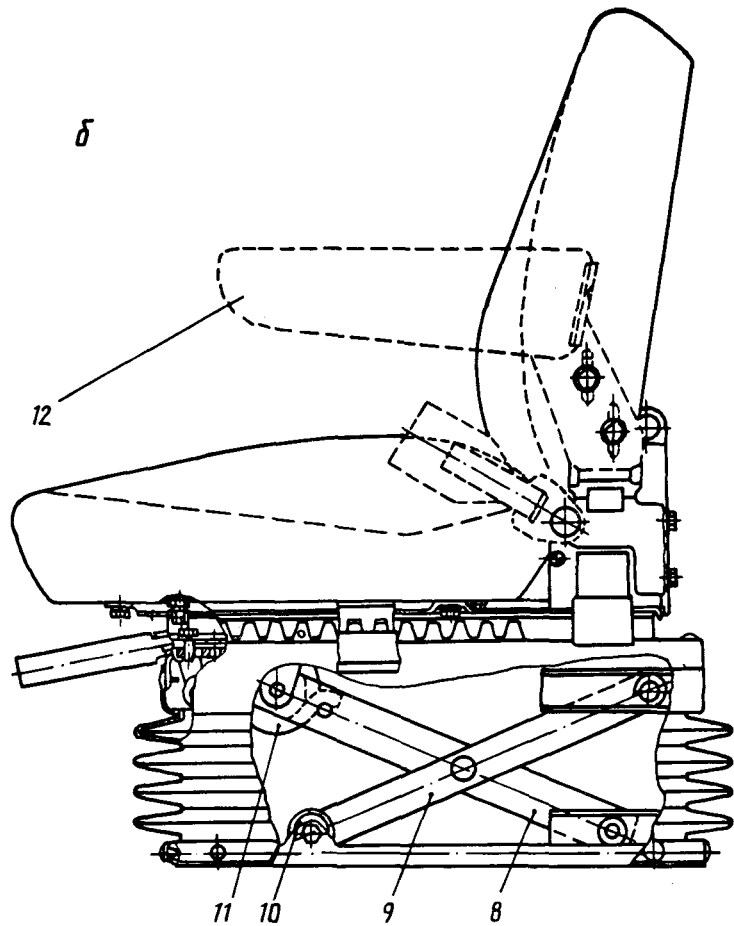
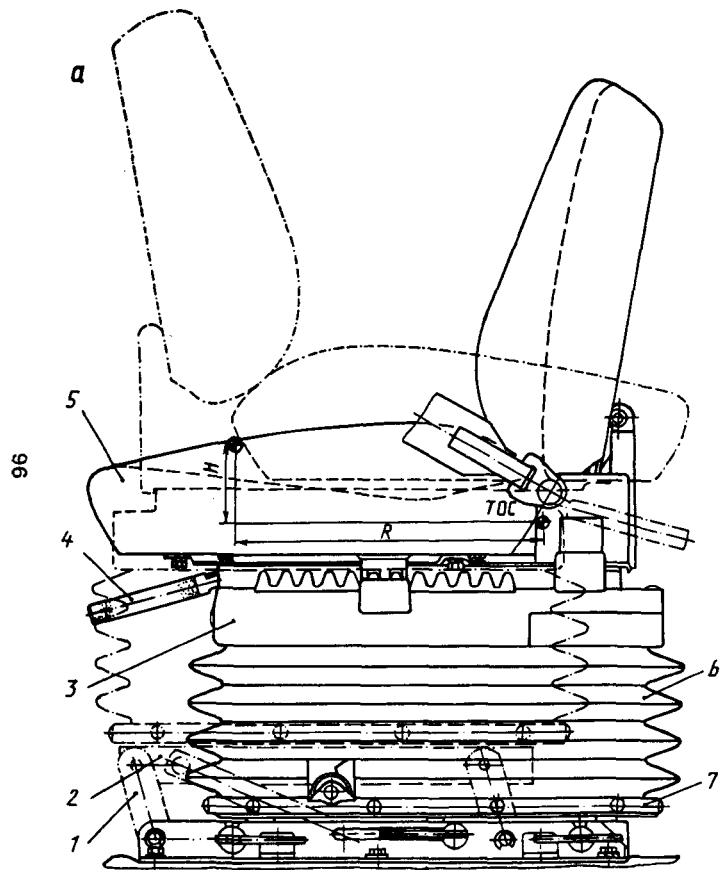


Рис. 1.. Конструкция сиденья оператора трактора

обеспечить технологичность их сборки. Снижение трения в подвеске благоприятно сказывается на виброзащитных характеристиках сиденья.

На рис. 1, а показано сиденье оператора реверсивного трактора, на рис. 1, б — модификация сиденья для обычного трактора.

Посадочное место 5 крепится к верхнему подвижному основанию подвески 3. Верхнее 3 и нижнее 7 основания подвески связаны силовыми 8 и поддерживающими 9 рычагами направляющего механизма типа "ножницы". Упругий элемент 11 в виде двух цилиндрических пружин кручения закреплен на верхнем основании 3 в передней его части, что позволяет разместить ручку 4 механизма регулировки сиденья по массе оператора в удобном месте. Поддерживающие рычаги направляющего механизма 9 установлены на нижнем основании подвески с помощью резинометаллических шарниров 10.

Сиденье снабжено механизмом реверса, состоящего в свою очередь из двух механизмов: подъема и разворота.

Механизм подъема 1 служит для увеличения высоты ТОС при одновременном перемещении сиденья вперед по ходу трактора. Сиденье надежно фиксируется и в верхнем и в нижнем положениях механизма. Перевод сиденья в верхнее положение облегчается с помощью специальных пружин, связанных с рычагами механизма подъема (на рисунке не показаны).

Механизм разворота 2 размещен на верхнем основании механизма подъема, служит для поворота сиденья на 180° и выполнен по типу опорного шарикоподшипника. Механизм дает возможность не только реверсировать сиденье, но и при прямом ходе трактора поворачивать его на некоторый угол. Это облегчает вход (выход) из кабины и позволяет оператору занять удобную позу при движении трактора задним ходом.

Подлокотники 12 могут устанавливаться на сиденья любой модификации, однако, как показала практика, на реверсивном тракторе они создают помехи входу (выходу) оператора, что в аварийной ситуации создает дополнительную опасность.

Посадочное место снабжено регламентированными стандартом регулировками в продольном и вертикальном направлениях.

Все подвижные части подвески сиденья закрыты защитно декоративным гофрированным чехлом 6.

Исследования опытных образцов сиденья показывают его существенные преимущества по сравнению с серийно выпускаемыми: более пологая в средней части нагрузочная характеристика, повышенное демпфирование в конечных положениях, меньший ход.

Список литературы

1. ГОСТ 20062—81. Сиденье тракторное. Общие технические условия. М., 1986.
2. Purcell W. F. H. The human factor in farm and industrial equipment design // ASAE. Chicago, 1980.

КОЛЕБАНИЯ ТРАКТОРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ХАРАКТЕРИСТИКИ АМОРТИЗАТОРА ПОДВЕСКИ

В ряде работ [1–3] сделан вывод о целесообразности применения в подвеске сиденья оператора трактора двусторонних амортизаторов с симметричной характеристикой сопротивления (коэффициент сопротивления на ходе сжатия $k_{сж}$ равен коэффициенту сопротивления на ходе отбоя k_0). По аналогии с [3] рассматривается влияние степени симметричности характеристики амортизатора подвески транспортного средства на его колебания. Объект исследования — колесный трактор К-701М класса 5, передняя рессорная подвеска которого включает телескопический амортизатор двустороннего действия с асимметричной характеристикой сопротивления ($k_{сж} = 0,1k_0$).

Расчетная схема для анализа колебаний трактора — плоская трехмассовая модель с четырьмя независимыми координатами. Математическая модель и исходные данные для расчетов описаны в [4]. Моделировалось движение трактора по грунтовой дороге со скоростью 6 м/с. Жесткость подвески трактора — 300 кН/м. При расчетах варьировали средний коэффициент сопротивления амортизатора, а при каждом фиксированном среднем значении коэффициента — степень симметричности характеристики: от односторонней с $k_{сж} = 0$ до односторонней с $k_0 = 0$.

При анализе влияния характеристики амортизатора подвески трактора необходимо рассматривать колебания как поддрессоренных, так и неподдрессоренных масс, т.е. передних колес.

Анализ результатов расчетов (табл. 1, 2) показывает, что влияние симметричности характеристики амортизатора на параметры колебаний неподдрессоренных масс (ускорения передних колес и прогиб шин), а также на реакцию опорной поверхности в пятне контакта с ней колес незначительно. Последнее весьма важно для оценки управляемости и устойчивости движения транспортного средства. Среднеквадратические значения вертикальных ускорений остова трактора над осью передних колес и прогибов передней подвески, а следовательно, и сила сжатия рессоры меньше при симметричной характеристике амортизатора. Среднеквадратическое значение суммарной силы в подвеске при небольшом относительном демпфировании при такой характеристике амортизатора тоже меньше, а при относительном демпфировании, равном 0,91, — больше. Однако размах силы (разность максимального и минимального значений) и в этом случае несколько меньше при симметричной характеристике.

Проанализируем характер изменения средних и экстремальных значений сил сжатия рессоры и сопротивления амортизатора подвески. При $k_{сж} = 0$ с увеличением относительного демпфирования уменьшаются экстремальные значения и размах силы сжатия рессоры: ее минимальное значение стремится к нулю, а среднее значение увеличивается и положительно (подвеска находится в сжатом состоянии). При $k_0 = 0$ и увеличении относительного демпфирования также происходит уменьшение экстремальных значений и размаха

Табл. 1. Расчетные значения параметров колебаний трактора

Параметр	Тип значения параметра	Значения ускорений (м/с^2) и прогибов (см) при относительном демпфировании в передней подвеске											
		0,11			0,23			0,45			0,91		
		Вариант характеристики амортизатора											
		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Вертикальное ускорение передних колес	2	7,2	7,0	7,1	6,4	6,3	6,4	6,1	6,0	6,2	6,2	6,1	6,3
	3	22,2	21,8	25,5	20,6	19,9	23,2	19,6	18,5	22,6	19,4	19,1	20,4
	4	-26,1	-23,5	-23,5	-24,8	-21,4	-20,7	-21,9	-19,4	-18,5	-22,6	-18,1	-18,0
Вертикальное ускорение остова над передними колесами	2	6,8	6,3	6,6	6,3	5,9	6,3	6,2	5,8	6,3	6,3	6,0	6,4
	3	22,2	20,9	21,7	24,2	20,4	21,3	25,0	19,3	20,7	25,7	19,1	20,6
	4	-23,7	-22,1	-25,5	-21,7	-20,7	-26,1	-20,7	-20,8	-26,3	-20,9	-20,7	-26,0
Прогиб передней шины	2	1,7	1,6	1,7	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,6	1,7	1,6
	3	6,5	5,6	5,1	5,4	5,5	5,6	5,6	5,8	6,5	5,6	6,7	6,7
	4	-4,7	-4,9	-5,1	-4,6	-4,4	-4,6	-5,2	-4,7	-4,2	-5,9	-5,4	-4,6
Прогиб передней подвески	1	1,1	0	-1,1	1,7	0	-1,7	2,5	0	-2,5	3,7	0	-3,7
	2	3,7	3,3	3,5	2,8	2,4	2,7	2,2	1,7	2,2	2,0	1,2	2,0
	3	16,6	13,5	11,3	14,3	10,2	7,2	12,5	6,9	3,4	12,0	4,0	0,2
	4	-9,9	-11,8	-14,3	-5,1	-8,4	-12,1	-2,3	-5,4	-11,5	-0,1	-3,6	-13,3

Примечания: 1. Варианты характеристик амортизатора: 1 — $k_{сж} = 0$, 2 — симметричная, 3 — $k_{\text{о}} = 0$; типы значений параметра: 1 — среднее значение, 2 — среднеквадратическое, 3 — максимальное, 4 — минимальное.

2. Положительные ускорения соответствуют перемещениям элементов трактора вверх, положительные прогибы — ходу сжатия амортизатора.

3. За нулевое принято положение статического равновесия.

Табл. 2. Расчетные значения параметров колебаний трактора

Параметр	Тип значения параметра	Значения сил (кН) при относительном демпфировании в передней подвеске											
		0,11			0,23			0,45			0,91		
		Вариант характеристики амортизатора											
		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Сила сжатия передней шины (вертикальная)	2	9,5	9,1	9,2	8,4	8,1	8,3	8,3	8,2	8,4	9,0	9,3	9,1
	3	36,1	31,2	28,5	30,3	30,7	31,3	32,3	36,3	36,3	31,4	31,9	37,3
	4	-26,4	-27,5	-28,5	-25,8	-24,3	-25,2	-28,5	-25,9	-23,5	-32,8	-30,0	-25,4
Сила сжатия рессоры передней подвески	1	1,7	0	-1,6	2,5	0	-2,5	3,8	0	-3,7	5,6	0	-5,5
	2	5,5	5,0	5,2	4,1	3,6	4,0	3,3	2,5	3,4	2,9	1,8	3,0
	3	24,9	20,2	16,9	21,5	15,3	10,8	18,7	10,3	5,1	18,1	6,0	0,3
	4	-14,8	-17,7	-21,4	-7,6	12,5	-18,2	-3,4	-8,1	-17,3	-0,1	-5,3	-19,9
Сила сопротивления амортизатора передней подвески	1	-1,7	0	1,6	-2,6	0	2,5	-3,8	0	3,7	-5,6	0	5,5
	2	2,2	2,0	2,2	3,1	2,9	3,1	4,2	4,0	4,2	5,4	5,5	5,4
	3	0	6,7	12,1	0	8,9	16,4	0	12,2	19,7	0	17,6	26,7
	4	-13,9	-7,6	0	-19,2	-11,0	0	-22,7	-13,7	0	-24,9	-16,8	0
Суммарная сила сжатия в передней подвеске	2	5,8	5,4	5,5	4,9	4,6	4,8	4,8	4,8	4,9	5,4	5,8	5,5
	3	24,7	21,6	21,0	21,5	18,7	19,6	18,7	16,6	19,9	18,1	16,3	19,0
	4	-18,2	-18,8	-21,3	-17,4	-15,9	-18,2	-17,9	-16,4	-17,3	-19,1	-19,3	-19,9

силы сжатия рессоры. Однако к нулю стремится максимальное значение силы, а среднее ее значение отрицательно (подвеска находится в разжатом состоянии). Таким образом, с точки зрения снижения нагруженности упругого элемента наилучшим является вариант с $k_0 = 0$. Абсолютные экстремальные значения силы сопротивления амортизатора с увеличением относительного демпфирования возрастают при любом варианте характеристики амортизатора. Размах силы сопротивления амортизатора больше при симметричной характеристике, и с ростом относительного демпфирования эта разница возрастает. Однако экстремальные значения силы при указанной характеристике амортизатора во всех случаях значительно ниже, что говорит о более благоприятных условиях работы уплотнений амортизатора.

Аналогичные результаты получены при моделировании движения трактора и по другим дорожным фонам с различными скоростями. Сделан вывод о целесообразности применения в подвесках транспортных средств амортизаторов с симметричной характеристикой сопротивления.

Список литературы

1. Дербаремдикер А.Д. и др. Исследование систем поддрессоривания сидений водителя в стендовых и дорожных условиях // Вопр. расчета, конструирования и исслед. автомобиля. М., 1975. Вып. 6.
2. Гришкевич А.И. и др. Исследование влияния параметров поддрессоривания сиденья на колебания водителя // Автотракторостроение. Мн., 1979. Вып. 12.
3. Байков В.П. Влияние асимметричности характеристик амортизатора подвески сиденья водителя на его колебания // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Мн., 1988. Вып. 3.
4. Байков В.П. Влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Мн., 1987. Вып. 2.

УДК 629.114.2-233.1-52

Г.Ф.БУТУСОВ, канд. техн. наук,
М.И.МАМОНОВ, О.Р.ШОСТАК (БПИ)

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО АГРЕГАТА

Рассматриваемый привод обеспечивает передачу энергии от двигателя внутреннего сгорания к исполнительному механизму. Функциональное назначение привода заключается в обеспечении постоянной скорости вращения вала привода агрегата при переменных частоте вращения вала двигателя и нагрузке.

Объектом регулирования является объемная гидropередача, которая имеет перед другими передачами следующие преимущества: возможность плавного регулирования скорости движения; удобство компоновки; хорошую сопрягаемость с системами электронного управления на базе микропроцессорной техники.

Рассматриваемая система управления предназначена для поддержания выходного значения частоты вращения входного вала агрегата в заданном диапа-

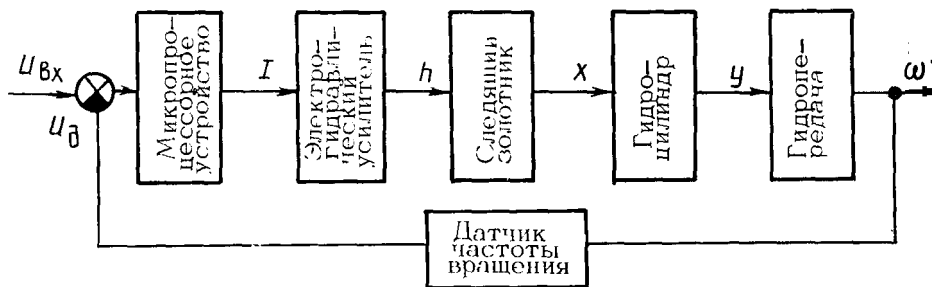


Рис. 1. Блок-схема системы автоматического регулирования скорости вращения входного вала агрегата:

$U_{\text{д}}$ – выходное напряжение датчика обратной связи; I – входной ток электрогидравлического усилителя; h – перемещение заслонки электрогидравлического усилителя; x – перемещение следящего золотника; y – перемещение поршня гидроцилиндра; ω – частота вращения выходного вала гидропередачи

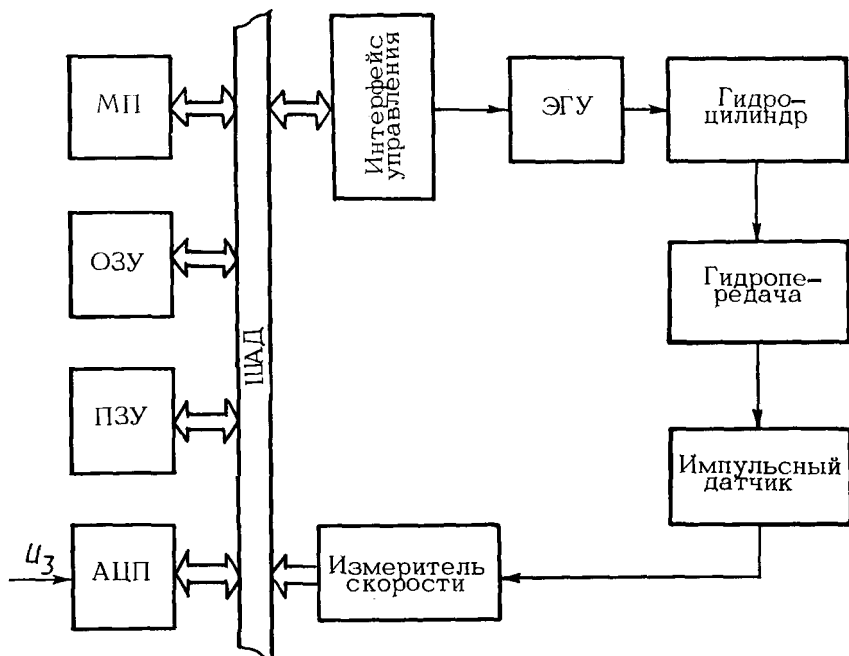


Рис. 2. Функциональная схема системы автоматического регулирования

зоне. Блок-схема следящего дроссельного гидропривода представлена на рис. 1. Она включает следующие функционально законченные модули:

1) электронный блок, представляющий собой функционально законченное микропроцессорное устройство, содержащее все необходимые модули для уп.

равления трансмиссией: центральный процессор — микросхема K18BM1A; оперативное запоминающее устройство — микросхема K541PY2; постоянное запоминающее устройство — микросхема K573PФ2; аналого-цифровой преобразователь сигнала импульсного датчика частоты вращения выходного вала трансмиссии — микросхема K572ПВ2; последовательный интерфейс управления электрогидравлическим усилителем;

2) электрогидравлический усилитель мощности. Первый каскад усиления представлен гидравлическим мостиком из постоянных дросселей, в одно из плеч которого включен гидроусилитель (типа сопло—заслонка), заслонка которого перемещается якорем электромеханического преобразователя; второй каскад усиления — золотниковый гидрораспределитель;

3) двухштоковый гидроцилиндр, один из штоков которого соединен с исполнительным механизмом.

Система работает следующим образом. Когда электрические сигналы от датчика частоты вращения выходного вала и датчика одинаковы, ток в обмотках электрогидравлического усилителя (ЭГУ) отсутствует и все подвижные элементы находятся в нейтральном положении. При этом одинаковы и гидравлические сопротивления всех плеч гидравлического мостика.

При появлении сигнала рассогласования между датчиком частоты вращения вала привода и датчиком изменяется рабочий объем насоса, что приводит к изменению скорости вращения вала привода исполнительного механизма. Если сигнал рассогласования положителен, частота вращения вала привода увеличивается, в противном случае — уменьшается.

Рассмотрим взаимосвязь модулей электронного устройства в процессе регулирования. Функционирование устройства обеспечивается программой, хранящейся в постоянном запоминающем устройстве (ПЗУ) (рис. 2). Заданное напряжение $U_{вх}$ подводится на вход аналого-цифрового преобразователя (АЦП), а с выхода его на шину адресных данных (ШАД) поступает цифровой сигнал, пропорциональный входному напряжению. Микропроцессор (МП), согласно управляющей программе, анализирует коды задания частоты вращения выходного вала трансмиссии и сигнала датчика частоты вращения выходного вала. Затем управляющий код от микропроцессора поступает на интерфейс управления, который преобразует его в аналоговый сигнал тока управления ЭГУ.

Таким образом, предлагаемая система автоматического регулирования частоты вращения вала привода сельскохозяйственного агрегата полностью исключает влияние субъективного фактора (оператора) в выборе необходимой скорости движения агрегата, обеспечивает поддержание заданной скорости его движения независимо от частоты вращения вала двигателя и нагрузки. Перечисленные преимущества важны для приводов с использованием объемной гидropередачи, которая не обладает свойством саморегулирования с изменением нагрузки.

К ОБОСНОВАНИЮ ПРИВОДА КОЛЕС ТРАКТОРНЫХ ПРИЦЕПОВ

Научно-технический прогресс в области сельскохозяйственного транспортного машиностроения характеризуется ростом энергонасыщенности тракторов, полезной нагрузки агрегатов, рабочих скоростей движения, тенденциями к модульному исполнению функциональных частей агрегатов, реализацией единых систем, агрегатных блоков, узлов, прицепного состава к тракторам и автомобилям сельскохозяйственной специализации.

В связи с повышением удельной мощности колесных тракторов в рамках неизменных тяговых классов обострилась проблема загрузки их двигателей на транспорте. Загрузка двигателей энергонасыщенных тракторов по мощности на транспорте в составе традиционных по схеме агрегатов, как показывает практика, не превышает 50–65 %, что приводит к значительному снижению экономичности работы трактора, его показателей (до показателей тракторов малой удельной мощности), производительности, увеличению удельных расходов топлива, материалоемкости [1]. Необходимы совершенствование систем агрегатирования трактора с прицепом, синтез новых конструктивных схем сельскохозяйственных транспортных агрегатов, обеспечивающих существенное повышение их тяговых показателей.

С увеличением массы полноприводного трактора (его сцепного веса) и тягового усилия снижается производительность агрегата на единицу массы и растут затраты на его изготовление и эксплуатацию. Эффективность догрузки колес трактора частью нагрузки от агрегируемых с ним машин ограничена грузоподъемностью шин трактора [2].

Несоответствие высокой энергонасыщенности трактора и его производительности в составе агрегатов традиционного построения устраняется путем реализации тягово-приводной концепции трактора [1].

Для обоснования границ перехода к созданию тракторных прицепов с приводом колес от двигателя высокоэнергонасыщенного трактора получены аналитические выражения зависимостей предельной массы активного тракторного поезда, грузоподъемности прицепа с приводом колес, потребной относительной сцепной нагрузки и достижимой производительности тракторного поезда от энергонасыщенности и массы трактора, загрузки двигателя по мощности, суммарного дорожного сопротивления и других факторов:

$$m_a = \mathcal{E}_T k_p \eta_M (1 - \delta) m_T / (v \psi g); \quad (1)$$

$$m_{гр} = \left(\frac{\mathcal{E}_T k_p \eta_M u_{тр}}{g \psi r_k^0 (\omega_{x \max} - \beta k_p)} - 1 \right) m_T - m_n; \quad (2)$$

$$\sum_{j=1}^m \lambda_j = \mathcal{E}_T k_p \eta_M (1 - \delta) / (v k_{\Sigma} \delta g); \quad (3)$$

$$W = \mathcal{E}_T k_p \eta_M (1 - \delta) m_T k_{гр} / (\psi g), \quad (4)$$

где m_a — полная масса активного тракторного поезда; \mathcal{E}_T — энергонасыщенность трактора; k_p — коэффициент загрузки двигателя по мощности; η_M — КПД трансмиссии активного тракторного поезда; δ — буксование колес движителя; m_T — масса трактора; v — действительная скорость движения; ψ — суммарный коэффициент дорожного сопротивления; g — ускорение свободного падения; $m_{гр}$ — масса груза в активном прицепе; $u_{тр}$ — передаточное отношение трансмиссии от двигателя трактора до колес основного ведущего моста; r_k^0 — радиус качения колес основного ведущего моста трактора в ведомом режиме; $\omega_{x\max}$ — максимальная угловая скорость вращения вала двигателя на холостом ходу; β — коэффициент аппроксимации внешней скоростной характеристики двигателя; m — количество ведущих мостов активного тракторного поезда; λ_j — удельная (приходящаяся на единицу массы трактора) нормальная нагрузка на j -е ведущее колесо движителя; k_Σ — коэффициент, характеризующий взаимосвязь реализуемого коэффициента сцепления ведущих колес движителя с их буксованием; $k_{гр}$ — отношение массы груза к полной массе активного тракторного поезда; m_n — масса порожнего прицепа.

Из анализа выражений (1) — (4) следует, что чем больше энергонасыщенность, загрузка двигателя трактора и чем меньше буксование колес движителя, тем больше производительность активного тракторного поезда, его предельная полная масса, потребная относительная сцепная нагрузка и необходимое количество ведущих мостов агрегата. С возрастанием скорости и сопротивления движению предельная масса активного тракторного поезда уменьшается.

Из выражения (3) можно определить граничные значения показателей энергонасыщенности трактора, при превышении которых необходимо активизировать колеса прицепов. При этом следует учитывать, что 1) грузоподъемность шин полноприводного трактора (в составе поезда) определяет огра-

ничение $\sum_{j=1}^2 \lambda_j = 1,2-1,3$; 2) для современных тракторов $\eta_M = 0,87-0,95$;

3) целесообразно поддерживать значения k_p в пределах $0,85-0,9$; 4) скорость движения в тяжелых дорожных условиях, принятых в качестве базовых при обосновании параметров штатных прицепов и характеризующихся $\psi = 0,12-0,24$, не превышает $2,2-2,8$ м/с [2]; 5) с точки зрения снижения энергетических потерь и повреждаемости почвы работа ведущих колес сельскохозяйственных тракторов с буксованиями, превышающими $0,2$, нецелесообразна [1]; 6) современные тракторные шины в указанных выше дорожных условиях, как следует из анализа тяговых характеристик тракторов, обеспечивают $k_\Sigma = 2,2-2,65$ [1].

Расчеты показывают, что граница перехода от традиционных к активным тракторным поездкам определяется их энергонасыщенностью $18,7-21,4$ кВт/т.

Таким образом, поскольку разрабатываемые и перспективные сельскохозяйственные колесные тракторы практически соответствуют указанной энергонасыщенности, эффективное и полное использование их при дальней-

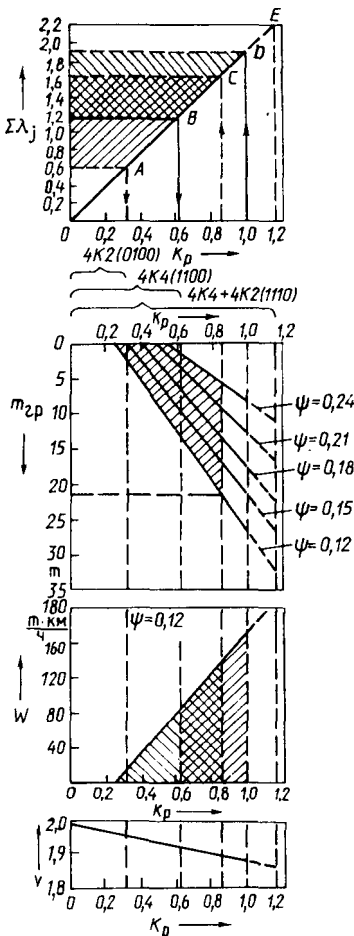


Рис. 1. Взаимосвязь $m_{гр}$, $\Sigma\lambda_j$, ψ , W , k_p для тракторного поезда в составе трактора класса 2 ($\mathcal{E}_T = 22$ кВт/т) и полунавесного двухосного прицепа.

ности двигателя трактор с таким прицепом может преодолевать участки с суммарным дорожным сопротивлением $\psi = 0,20$ (расчетное значение $\psi = 0,18$). Точка D соответствует 100%-й нагрузке двигателя, точка E — полному использованию сцепления колес ведущего моста прицепа в тракторном поезде 4К4+4К2 (1110). Из диаграммы видно, что при этом имеется существенный резерв по сцеплению ведущих колес агрегата даже при полном использовании мощности двигателя.

Список литературы

1. Таяновский Г.А. Транспортный агрегат на базе энергонасыщенного универсально-пропадного трактора класса 2: Дис. ... канд. техн. наук. Мн., 1987.
2. Ксенович И.П., Кутьков Г.М. Технологические основы и техническая концепция тракторов второго поколения // Тракторы и сельхозмашины, 1982. № 12.

шем ее повышении возможно только при работе с активным прицепом или прицепами.

Представляет практический интерес установление необходимого количества ведущих колес активного прицепа или потребной сцепной нагрузки двигателя активного тракторного поезда при заданной энергонасыщенности трактора с учетом ограничений производительности агрегата по двигателю и по сцеплению.

Для новых колесных тракторов $\mathcal{E}_T = 22-28$ кВт/т. Согласно формуле (3), для них $\sum_{j=1}^m \lambda_j = 1,64-2,08$. Это означает, что для реализации потенциальных энергетических возможностей готовящихся к производственному выпуску высокоэнергонасыщенных тракторов на прицепе, предназначенном для агрегатирования с таким трактором, достаточно иметь один ведущий мост.

Из графиков (рис. 1), полученных на основании формул (1)–(4), видно, что максимальная нагрузка двигателя трактора при работе с пассивным прицепом не превышает 63% (точка B) при схеме трактора 4К4 и допустимой догрузке его колес частью нагрузки от полунавесного прицепа. При этом полная масса прицепа не должна превышать 13 т при $\psi = 0,18$. В случае активизации колес подкатной тележки полунавесного прицепа и обеспечения загрузки двигателя, равной 80% (точка C), масса груженого активного прицепа в тех же дорожных условиях не должна превышать 19,5 т. В силу наличия резерва мощности

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МОТОЦИКЛОВ НА СТАДИИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В значительной степени шумовой фон городов и других населенных пунктов определяется работой транспортных средств. В различных странах разрабатываются соответствующие стандарты, ограничивающие и постоянно ужесточающие уровни их шума. Поэтому важно иметь полное представление об акустических характеристиках и основных источниках шума транспортного средства еще до появления его опытных образцов.

Предлагаемый ниже метод позволяет оценивать уровень шума мотоциклов по результатам замеров акустических характеристик их силовых агрегатов и определять наиболее интенсивные источники шума.

Согласно отечественным и международным стандартам, шум мотоциклов оценивается при их интенсивном разгоне на мерном 20-метровом участке [1]. Характер изменения уровня шума мотоцикла по мере прохождения его по мерному участку может быть определен по уровням шума от различных источников с учетом расстояния от источника до микрофона и скоростного режима движения мотоцикла. Пиковый уровень шума зависит от характера разгона мотоцикла, определяемого массой последнего, мощностью двигателя, передаточными числами трансмиссии и др. С увеличением интенсивности разгона уровень шума повышается, а максимальное его значение смещается вправо за точку установки микрофона на расстояние 3–8 м (рис. 1). Схема образования шума и основные факторы, определяющие его уровень в режиме разгона мотоцикла, представлены на рис. 2.

Разница в уровнях шума мотоцикла в режиме разгона и выбега (движение с выключенным двигателем) на различных скоростях составляет более 10 дБ практически во всем диапазоне частот. Таким образом, шум мотоциклов при разгоне обусловлен в основном работой силовых агрегатов и их систем, что подтверждается также и при последовательном исключении источников шума. В свою очередь основными источниками шума силового агрегата являются двигатель, системы выпуска и впуска [2].

Из графиков на рис. 3 видно, что характер зависимости уровня шума указанных источников от скоростного режима работы для различных мотоциклетных двигателей линейный. Следовательно, и зависимость общего уровня шума мотоциклов от частоты вращения коленчатого вала двигателя будет также линейной. Форма экипажной части мотоциклов и посадка водителя оказывают незначительное влияние на общий уровень шума, и их можно не учитывать.

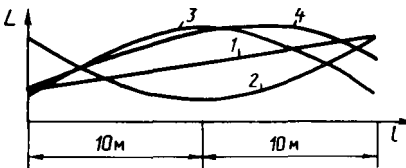


Рис. 1. К определению уровня шума мотоцикла при его разгоне:

1 — изменение уровня шума в зависимости от скорости движения; 2 — изменение расстояния от источника до микрофона; 3 — поправка; 4 — изменение общего уровня шума

Источники шума

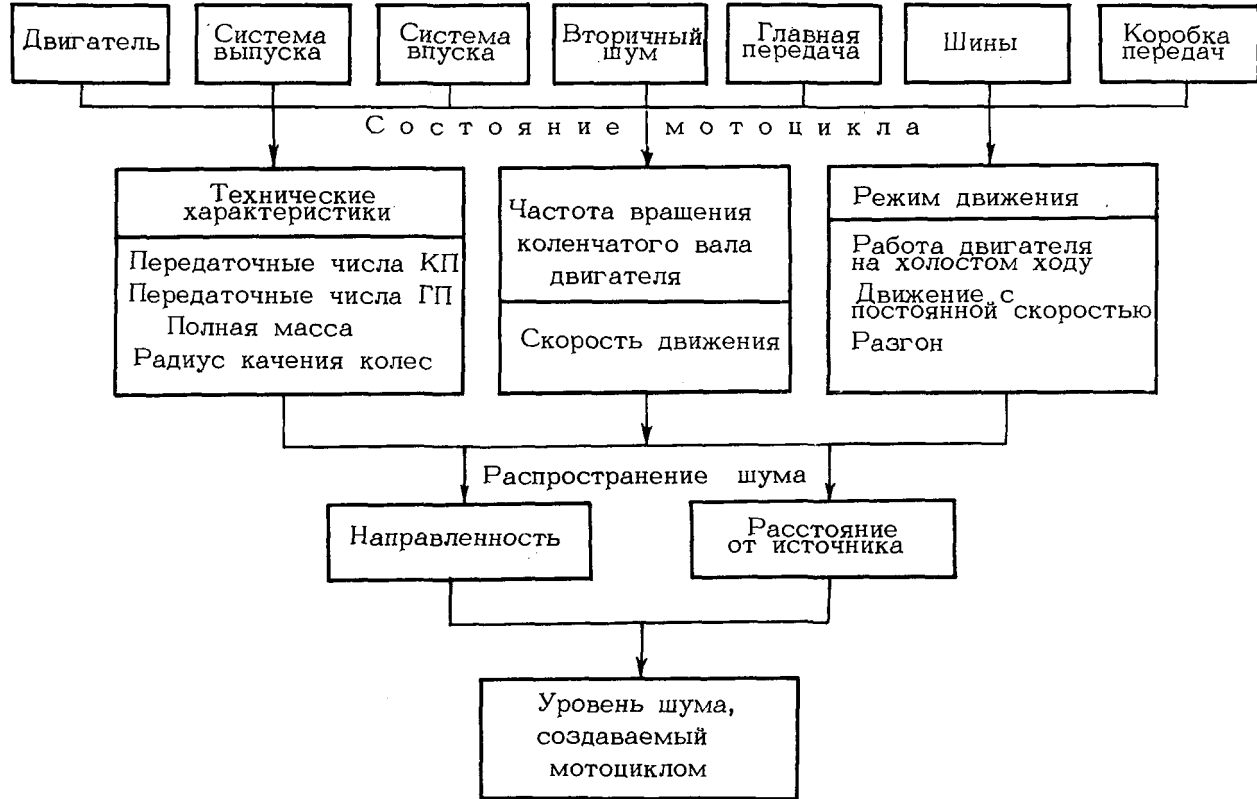
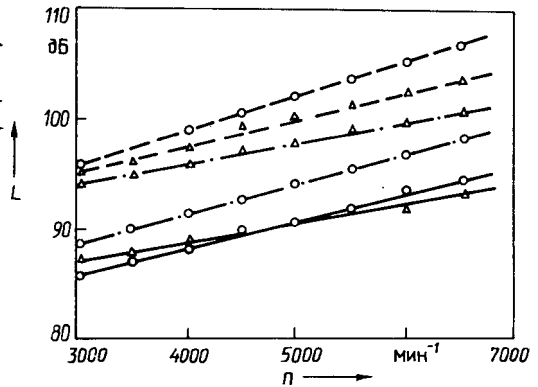


Рис. 2. Основные факторы, определяющие уровень шума мотоцикла

Рис. 3. Зависимость уровня шума мотоцикла от частоты вращения коленчатого вала двигателя:
 — шум системы выпуска; - - шум системы впуска; - · - шум двигателя



Шумовые характеристики мотоцикла при его разгоне можно рассчитать после замеров в лабораторных условиях уровней шума его двигателя $L_{дв}(f, n)$, системы выпуска $L_{вып}(f, n)$ и впуска $L_{вп}(f, n)$ согласно уравнениям:

$$L_{дв}^p(f, n) = L_{дв}(f, n) - 20 \lg(a_{дв}/r_{дв}); \quad (1)$$

$$L_{вып}^p(f, n) = L_{вып}(f, n) - 20 \lg(a_{вып}/r_{вып}); \quad (2)$$

$$L_{вп}^p(f, n) = L_{вп}(f, n) - 20 \lg(a_{вп}/r_{вп}); \quad (3)$$

$$L^p(f, n) = 10 \lg \left(10^{L_{дв}^p(f, n)/10} + 10^{L_{вып}^p(f, n)/10} + 10^{L_{вп}^p(f, n)/10} \right). \quad (4)$$

Корректированный уровень шума мотоцикла

$$L_A^p(n) = 10 \lg \left(\sum_f 10^{L^p(f, n)/10} \right).$$

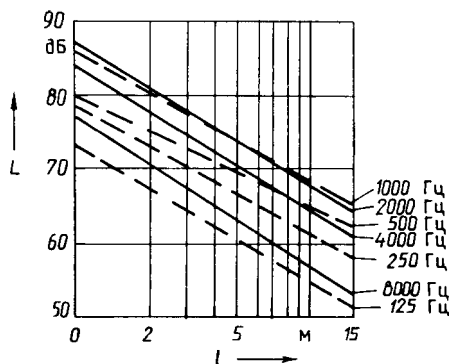
Здесь f — частота (в диапазоне 1/3 октавы или октавы); n — текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя; k — коэффициент снижения уровня шума при частоте f , зависящей от расстояния от источника шума до микрофона: $a_{дв}$, $a_{вып}$, $a_{вп}$ — расстояние между микрофоном и соответственно двигателем, концом глушителя, впускным отверстием в процессе разгона; $r_{дв}$, $r_{вып}$, $r_{вп}$ — расстояние между точкой замера и соответственно двигателем, концом глушителя, впускным отверстием.

Значения коэффициентов k_{A} , необходимые для определения корректированного уровня шума, могут быть получены с помощью следующих выражений:

$$k_{A_{дв}}(n) = 10 \lg \left(\sum_f 10^{(L_{дв}(f, n) + k)/10} \right) - 10 \lg \left(\sum_f 10^{L_{дв}(f, n)/10} \right);$$

$$k_{A_{вып}}(n) = 10 \lg \left(\sum_f 10^{(L_{вып}(f, n) + k)/10} \right) - 10 \lg \left(\sum_f 10^{L_{вып}(f, n)/10} \right);$$

Рис. 4. Уровни звукового давления для различных частот



$$k_{A_{вп}}(n) = 10 \lg \left(\sum_f 10^{(L_{вп}(f,n) + k) / 10} \right) - 10 \lg \left(\sum_f 10^{L_{вп}(f,n) / 10} \right).$$

Значения $L_A^p(n)$ могут быть получены, согласно (1) – (4), заменой k на k_A .

О характере изменения уровней звукового давления в зависимости от расстояния до источника шума можно судить по рис. 4.

Таким образом, полученные уравнения позволяют рассчитать не только максимальный уровень шума мотоциклов, но и проводить его частотный анализ.

Список литературы

1. ОСТ 37.004.022–86. Мотоциклы, мотороллеры, мопеды. Шум. Предельно допустимые уровни. Методы измерений. 2. Некоторые пути снижения шума мотоциклов ММВЗ-3.112 / НИИНавтопром // Мотовелопромышленность. 1982. № 5.

УДК 621.431.

Г.М.КУХАРЕНОК, канд. техн. наук,
Д.М.ПИНСКИЙ (БПИ)

ЗАВИСИМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ 245 ОТ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Минским моторным заводом освоено производство дизелей 245 с наддувом, форсированных до $p_e = 0,9$ МПа. Эти дизели имеют камеру сгорания типа ЦНИДИ, форсунки ФД-22 М с четырехсopловым распылителем, топливный насос 4УТНМ-Т. Дальнейшее улучшение показателей рабочего цикла дизелей 245 во многом связано с совершенствованием топливного насоса и форсунки.

Для решения этой задачи исследована зависимость экономических и динамических показателей рабочего цикла дизеля от конструктивных параметров распылителей форсунок, комплектации насосной секции и степени интенсификации процесса топливоподачи путем создания гидрозапирания в полости пружины форсунки.

Испытания проводили на безмоторном стенде и одноцилиндровой установке с наддувом, укомплектованной деталями и узлами дизеля 245. При проведении испытаний осуществляли осциллографирование процесса топливоподачи с записью кривой подъема иглы форсунки и давления на ее входе, определяли характеристику впрыска топлива, а также индицировали рабочий цикл дизеля.

Проведены сравнительные испытания следующих распылителей: 1) серийных четырехсопловых с глубиной предсоплового канала $A = 3,01$ мм; 2) пятисопловых с $A = 3,41$ мм; 3) пятисопловых с $A = 3,01$ мм; 4) пятисопловых с $A = 2,4$ мм.

Эффективное проходное сечение распылителей — $\mu_f = 0,285 - 0,315$ мм². Расположение их сопловых отверстий указано в табл. 1.

Как видно из табл. 2, применение пятисопловых распылителей (вариант 3) взамен серийных обеспечивает снижение удельного индикаторного расхода топлива во всем диапазоне исследованных нагрузок двигателя. На номинальном режиме уменьшение g_i составляет примерно 2–3 г/(кВт·ч). По мере снижения нагрузки двигателя разница в g_i уменьшается.

Пятисопловые распылители 2–4-го вариантов имеют практически одинаковую экономичность во всем диапазоне исследованных режимов. На режиме максимального крутящего момента на валу двигателя снижение g_i при при-

Табл. 1. Расположение сопловых отверстий распылителей [1]

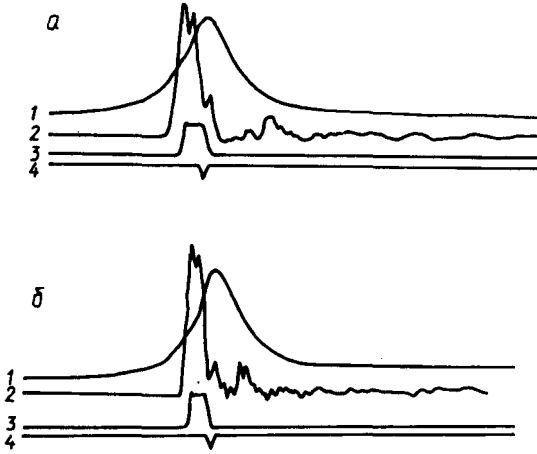
Распылители	Угол в плане α , град, для отверстий					Угол в вертикальной плоскости φ , град, для отверстий				
	A	Б	В	Г	Д	A	Б	В	Г	Д
Четырехсопловые	32	32	—	51	51	68	68	—	52	52
Пятисопловые	8	90	8	57	57	62	70	62	52	52

Табл. 2. Результаты испытаний распылителей ($n = 2200$ мин⁻¹, $p_k = 0,17$ МПа, $t = 100$ °С)

Вариант распылителя	Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч), при p_r , МПа							
	0,62	0,73	0,82	0,94	1,05	1,09	1,11	
1	152,8	156,1	164,0	171,5	178,1	179,6	182,0	
	153,8	157,3	163,6	171,5	178,8	180,4	182,1	
2	151,1	156,1	162,1	169,7	177,3	178,6	179,7	
	150,9	154,7	161,5	170,0	176,2	178,5	178,9	
3	151,4	155,5	161,8	169,2	177,0	178,2	178,4	
	150,0	156,2	161,0	168,5	176,3	177,9	179,4	
4	150,9	154,3	161,5	177,5	178,8	178,8	180,0	
	151,2	155,9	162,6	168,3	177,3	178,0	180,3	

Рис. 1. Осциллограммы рабочего процесса и процесса топливоподачи дизеля 245:

а — с насосом 4УТНМ-Т; б — 4НТД-27; 1 — индикаторная диаграмма; 2 — изменение давления в топливопроводе у форсунки; 3 — подъема иглы форсунки; 4 —отметка в.м.т.



менении пятисопловых распылителей составляет 3–4 г/(кВт.ч). Это уменьшение связано с более равномерным распределением топливных факелов в камере сгорания и соответствующим увеличением эффективности использования воздушного заряда.

Пятисопловые распылители 3-го варианта испытаны при комплектации одноцилиндровой установки секциями насосов УТНМ-Т, МТНМ, МТНМ-Э, НТД-27. Для каждого случая предварительно были определены оптимальные установочные углы опережения впрыска топлива: при насосе УТНМ-Т — $\theta_{\text{опт}} = 28$ град п.к.в. (до в.м.т), МТНМ — 26, МТНМ-Э — 24, НТД-27 — 18 град п.к.в.

При оптимальных установочных углах опережения впрыска топлива на номинальном режиме работы дизеля и режиме максимального крутящего момента насосы УТНМ-Т, МТНМ, МТНМ-Э обеспечивают практически одинаковые удельные расходы топлива. При применении секции насоса НТД-27 удельный расход топлива на номинальном режиме дизеля меньше на 1 г/(кВт.ч), на режиме максимального крутящего момента — на 2 г/(кВт.ч).

Осциллограммы процесса топливоподачи показывают, что при применении насоса НТД-27 интенсивность начальной фазы впрыска выше, чем при насосе УТНМ-Т, другой и характер изменения давления в конечной фазе и в трубопроводе по окончании впрыска (рис. 1). Увеличивается максимальное давление (на 5 МПа) и сокращается продолжительность впрыска топлива (на 2 град п.к.в.) на номинальном режиме работы дизеля. Оптимальные действительные углы опережения впрыска $\theta_{\text{д}}$ при всех насосах практически одинаковы (табл. 3).

Максимальные давления сгорания топлива при работе с различными насосными секциями отличаются незначительно. Жесткость сгорания $dp/d\varphi$ при применении секций насосов МТНМ, МТНМ-Э и НТД-27 выше. При этом большие ее значения характерны для насоса НТД-27.

Для исследования влияния степени интенсификации топливоподачи на рабочий процесс дизеля 245 была изготовлена топливная система с регулируемым давлением гидрозапирания иглы форсунки ($p_{\text{гз}}$) и регулируемым давле-

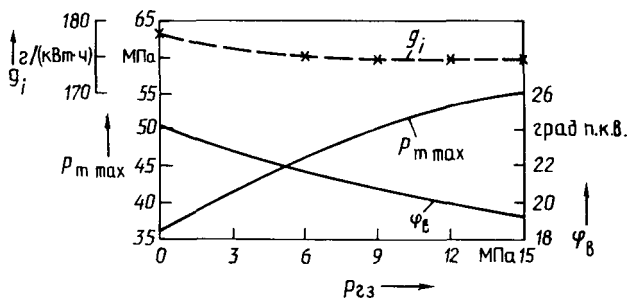


Рис. 2. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива и параметров топливоподачи от давления гидрозапирания ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_i = 1,1 \text{ МПа}$)

Табл. 3. Результаты осциллографирования процесса топливоподачи

($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_i = 1,1 \text{ МПа}$)

Секция насоса	$\theta_{\text{опт}}$ град п.к.в.	$\theta_{\text{д}}$ град п.к.в.	$p_{\text{тmax}}$ МПа	$\varphi_{\text{в}}$ град	p_{max} МПа	$dp/d\varphi$, МПа/град
УТНМТ, $d_{\text{пл}} = 28$ = 9,0 мм, $h_{\text{пл}}$ = 8,0 мм, с грибовым нагнетатель- ным клапа- ном		16,3	37,2	23,3	10,6	0,47
МТНМ, $d_{\text{пл}} = 26$ = 9,0 мм, $h_{\text{пл}} =$ = 10 мм, с грибовым нагнетатель- ным клапаном		17,0	39,4	22,6	11,5	0,62
МТНМ-Э, $d_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$, $h_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$, с грибовым нагнетатель- ным клапа- ном	24	16,2	40,3	22,6	11,2	0,64
НТД-27, $d_{\text{пл}} =$ = 9 мм, $h_{\text{пл}} =$ = 10 мм, с на- гнетательным клапаном двой- ного действия	18	15,8	41,9	21,8	11,5	0,68

нием в головке насоса (p_n) [2]. Испытания опытной топливной системы на безмоторной установке показали, что увеличение давления в головке насоса от

0,2 до 1,0 МПа ведет к небольшому повышению остаточного давления в топливопроводе и максимального давления впрыска топлива. Введение дополнительного гидрозапирания иглы форсунки позволяет повысить (по сравнению с пружинным запиранием) максимальное давление и сократить продолжительность впрыска топлива (рис. 2). Так, при увеличении давления гидрозапирания от нуля до 15 МПа $p_{\text{Тmax}}$ возрастает в среднем на 20 МПа, а $\varphi_{\text{в}}$ уменьшается на 5 град п.к.в.

Анализ характеристики впрыска топлива показывает, что с ростом $p_{\text{гз}}$ повышается интенсивность впрыска в начальной и конечной фазах топливоподачи.

При испытаниях опытной топливной системы на одноцилиндровой установке выявлено, что с повышением давления гидрозапирания оптимальный угол опережения впрыска топлива увеличивается. Одновременно уменьшается чувствительность рабочего процесса к установочному углу впрыска. Без гидрозапирания $\theta_{\text{опт}} = 28$ град п.к.в., при $p_{\text{гз}} = 6$ и 15 МПа $\theta_{\text{опт}} = 30$ град п.к.в.

При оптимальных углах опережения впрыска на номинальном режиме работы дизеля с ростом давления гидрозапирания от нуля до 15 МПа g_i снижается на 3 г/(кВт.ч) (см. рис. 2). Минимальное значение g_i соответствует $p_{\text{гз}} = 12-15$ МПа или $p_{\text{Тmax}} = 53-55$ МПа и $\varphi_{\text{в}} = 19-20$ град п.к.в. При работе дизеля со средними нагрузками и $p_{\text{гз}} = 15$ МПа g_i снижается на 3-4 г/(кВт.ч). С ростом $p_{\text{гз}}$ до 15 МПа при постоянном $\theta = 28$ град п.к.в. p_{max} практически не изменяется. Это связано с тем, что с увеличением $p_{\text{гз}}$ угол опережения воспламенения топлива уменьшается; при оптимальных θ с ростом $p_{\text{гз}}$ от нуля до 15 МПа p_{max} увеличивается на 0,7 МПа, а $dp/d\varphi$ на 0,11 МПа/град.

Таким образом, применение в дизеле 245 форсунок с пьезословыми распылителями взамен серийных обеспечивает снижение удельного индикаторного расхода топлива. Секции насосов УТНМ-Т, МТНМ, МТНМ-Э имеют практически одинаковую топливную экономичность. Интенсификация процесса впрыска топлива путем увеличения давления гидрозапирания иглы форсунки способствует снижению удельного расхода топлива.

Список литературы

1. Кухаренко Г.М., Пинский Д.М. Исследования по выбору параметров форсунки ФД-22, обеспечивающих улучшение топливной экономичности форсированных дизелей ММЗ: Отчет о НИР/БПИ. Шифр темы 1711/83; № ГР 018322052395; Инв. № 0283.0055035. Мн., 1983. 2. Хачиян А.С., Богдасаров И.Г. Топливная система с изменяющимися характеристиками впрыскивания топлива // Двигателестроение. 1986. № 7.

УДК 629.113.004.67

С.В.ШУМИК, д-р техн. наук,
С.С.КУЧУР, канд. техн. наук,
А.С.САВИЧ (БПИ)

**ВЛИЯНИЕ ДИСПЕРСИИ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ
НА НОРМИРОВАНИЕ ИХ РАСХОДА**

Случайный поток отказов при эксплуатации автомобилей является нестационарным и характеризуется меньшим ресурсом R_z деталей автомобиля, установленных после отказа из числа запасных, по сравнению с ресурсом R_1 деталей (начальных элементов), установленных на заводе-изготовителе, а также дисперсией фактического ресурса одноименных деталей по группе автомобилей.

Уменьшение ресурса R_z запасных деталей для целей нормирования их расхода предложено учитывать коэффициентом нестационарности потока замен K_H [1]. Коэффициент K_H учитывает фактическое снижение ресурса деталей с каждой последующей их заменой и равен пределу среднего значения этого снижения:

$$K_H = \lim_{z \rightarrow n} \frac{R_{z+1}}{R_z} \rightarrow \text{const.} \tag{1}$$

В (1) z – порядковый номер замены детали; n – количество замен одноименных деталей за срок L эксплуатации автомобиля; R_{z+1} , R_z – ресурсы деталей соответственно при последующей и предшествующей их заменах.

Оценка влияния дисперсии фактического ресурса деталей на нормирование их расхода нуждается, на наш взгляд, в дальнейшем уточнении.

Показано [2], что функция восстановления $H(t)$ стареющих элементов, равная среднему числу отказов к моменту времени t , удовлетворяет неравенству

$$t/T_0 - 1 \leq H(t) \leq t/T_0. \tag{2}$$

где T_0 – среднее время жизни элемента (ресурс детали).

Для рассматриваемого нестационарного потока с учетом уменьшения ресурса запасных деталей неравенство (2) принимает вид

$$(L - R_1)K_H/R_1 - 1 \leq H(L) \leq (L - R_1)K_H/R_1, \tag{3}$$

где L – средний нормативный ресурс автомобиля; $H(L)$ – среднее число замен запасных деталей за пробег автомобиля L , не считая замены начального элемента; $(L - R_1)/R_1$ – среднее предполагаемое количество замен деталей на пробеге $L - R_1$ без учета нестационарности потока, т.е. при условии $R_1 = R_z$.

Из (3) следует, что верхний h_v и нижний h_n пределы ожидаемого расхода запасных частей в интервале $[L - R_1, L]$ с учетом замены начального элемента

$$h_{\text{в}} = \frac{L - R_1}{R_1} K_{\text{н}} + 1; \quad h_{\text{н}} = \frac{L - R_1}{R_1} K_{\text{н}}. \quad (4)$$

Доверительный интервал ожидаемого расхода запасных частей $[h_{\text{н}}, h_{\text{в}}]$ и определяется дисперсией случайной величины — ресурса деталей по группе автомобилей.

В случае выбора $h_{\text{опт}}$ в качестве оптимальной нормы расхода запасных частей i -го наименования величина $h_{\text{опт}} - h_{\text{н}}$ будет характеризовать недопроизводство деталей, и потери в этом случае составят

$$C'_i = (\Pi D_i + S_1) (h_{\text{опт}} - h_{\text{н}}),$$

где Π — суточная прибыль от эксплуатации автомобиля; D_i — продолжительность простоя автомобиля из-за отсутствия запасных частей i -го наименования, сут; S_1 — затраты, связанные с производством или приобретением недостающих запасных частей.

Поскольку $h_{\text{в}}$ превышает оптимальную норму расхода деталей, соответствующие потери составят

$$C''_i = S_2 (h_{\text{в}} - h_{\text{опт}}),$$

где S_2 — затраты на приобретение и хранение запасных частей i -го наименования.

Из условия равенства C'_i и C''_i можно найти оптимальную норму расхода запасных частей. Однако в связи с практической трудностью получения статистической информации по экономическим потерям, связанным с заменой деталей, возникает необходимость приближенной оценки уровня дисперсии ресурса этих деталей [3–5].

В табл. 1 представлены результаты расчета нормы расхода запасных частей на примере фланца переднего карданного вала автомобиля МАЗ-7313. Исходные данные для расчета приведены в табл. 2.

Как видно из табл. 1, поправки к нормам, учитывающие дисперсию ресурса деталей, весьма значительны (более 50 %).

Анализ фактического расхода запасных частей по результатам подконтрольной эксплуатации автомобилей показывает, что нормы расхода деталей, полученные по уравнениям, приведенным в табл. 2, завышены на 10–26 %.

Более строго предел среднего ожидаемого расхода запасных частей с учетом всех возможных значений случайной величины — ресурса деталей R — можно определить по формуле полной вероятности

$$h = \int_0^L h(R) f(R) dR,$$

где $f(R)$ — плотность вероятности распределения ресурса детали.

Дисперсию ресурса R каждой из деталей необходимо учитывать на основе оценки вероятности их отказа $P\{R \leq (L - R_1)\}$ в интервале $[L - R_1, L]$:

$$P\{R \leq (L - R_1)\} = \int_0^{L - R_1} f(R) dR. \quad (5)$$

Табл. 1. Результаты расчета нормы расхода запасных частей

Расчетное уравнение	Литературный источник	Расход на 100 автомобилей в год	
		норма	в том числе на учет дисперсии: ресурса
$h = \frac{100n}{T} \left(\frac{L - R_1}{R_1} + 0,5(1 + v_z^2) \right)$	[5]	35	19
$h = \frac{100n}{T} \left(\frac{v}{z} Z_q + 0,5q(L) \right)$	[4]	29	14
$h = \frac{100n}{T} \left(\frac{L - R_1}{R_z} + U_a \frac{\sigma\sqrt{L}}{\sqrt{R_z^3}} \right)$	[3]	34	18

Табл. 2. Исходные данные для расчета нормы расхода запасных частей

Показатель	Обозначение	Значение
Средний пробег автомобиля до списания	L	120 тыс. км
Средний срок службы	T	3 года
Средний ресурс детали (начального элемента)	R_1	83 тыс. км
Закон распределения ресурса	$f(R_1)$	Нормальный
Среднеквадратичное отклонение ресурса	σ_1	24 тыс. км
Коэффициент вариации ресурса	v_1	0,29
Средний ресурс запасной детали	R_z	73,7 тыс. км
Уровень доверительной вероятности достоверной оценки R_z	a	0,9
Квантиль нормального распределения	U_a	1,281
Вспомогательная величина	Z_q	1,328
Коэффициент вариации ресурса запасной детали	v_z	0,34
Количество рассматриваемых деталей на автомобиле	n	1
Коэффициент нестационарности потока замен деталей	K_H	1,126

Из уравнений (4) и (5) следует, что

$$h_B = h_H + \Delta h \Big|_{P = P\{R \leq (L - R_1)\}} \quad (6)$$

Известно, что при $t_0 > 1,5$ ($t_0 = L/R$) $H(t)$ — линейная функция, практически не зависящая от закона распределения ресурса R_1 начального элемента. Поэтому средний ожидаемый расход запасных частей в интервале $[L-R_1, L]$ с учетом замены начального элемента будем определять как среднее арифметическое верхнего и нижнего пределов ожидаемого расхода деталей:

$$h = 0,5(h_B + h_H), \tag{7}$$

На основании формул (6) и (7)

$$h = h_H + 0,5\Delta h \Big|_{P=P\{R \leq (L-R_1)\}} \tag{8}$$

С учетом (4) уравнение (8) для определения среднего ожидаемого расхода запасных частей примет вид

$$h = (L-R_1)K_H/R_1 + 0,5\Delta h \Big|_{P=P\{R \leq (L-R_1)\}} \tag{9}$$

Определим усредненную вероятность отказа элемента по группе автомобилей в интервале $[L-R_1, L]$. При нестационарном потоке отказов необходимый ресурс деталей, обеспечивающий надежную эксплуатацию N автомобилей, удовлетворяет условию

$$\sum_{k=1}^N \sum_{z=1}^n R_{kz} \geq NL,$$

где z — количество замен деталей данного наименования на k -м автомобиле.

Согласно предельной теореме вероятностей, величина $\sum_{k=1}^N \sum_{z=1}^n R_{kz}$ распределена по нормальному закону. Как видно из рис. 1, среднее значение ресурса элемента R_z соответствует медианному значению плотности вероятности распределения $f(R)$ и вероятности возникновения отказа $P(R) = 0,5$. Поэтому для запасных деталей с ресурсом $R_{z=1}, R_{z=2}$ имеет место объединенный резерв.

По теореме Лапласа вероятность отказа элемента в интервале $[R_z, R_{z+1}]$

$$P\{R_z \leq (R_z + R_{z+1})\} = \Phi\left(\frac{(R_z + R_{z+1}) - R_z}{\sigma_z} - \frac{1}{2}\right), \tag{10}$$

где Φ — нормированная функция Лапласа.

Уравнение (10) характеризует вероятность попадания случайной величины R_z в интервал R_{z+1} , что и создает объединенный резерв деталей. Это обстоятельство необходимо учитывать при разработке нормативов потребности в запасных частях. Показано, что объединение резервов отдельных машин существенно повышает надежность группы [2].

Известно, что при $z \geq 5$ поток отказов при эксплуатации автомобилей

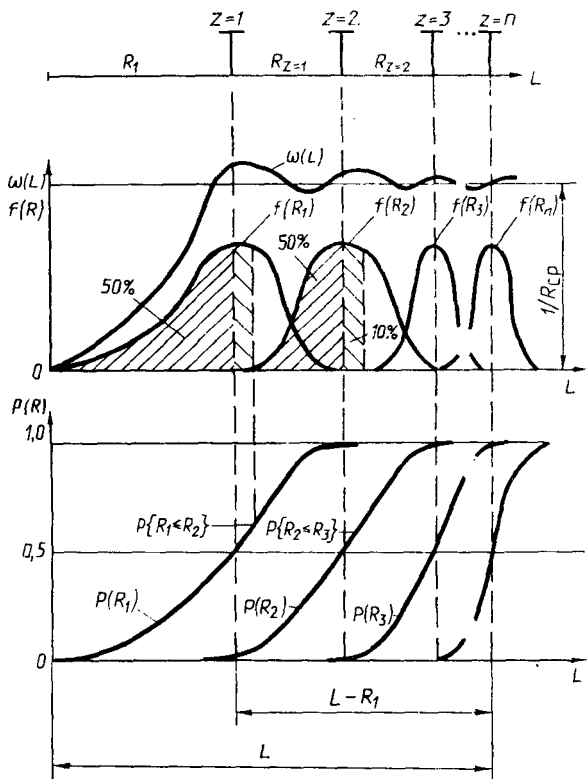


Рис. 1. Общая схема нестационарного потока замен деталей при эксплуатации автомобилей:

$\omega(L)$ — распределение значений параметра потока отказов деталей i -го наименования по группе N автомобилей

стабилизируется [3]. В этой связи для определения числителя первого слагаемого в правой части уравнения (10) выразим средний ресурс R_z запасных деталей через ресурс начального элемента и коэффициент нестационарности потока замен K_H ($R_z = R_1/K_H$).

На основании формул (10) и (9) получаем расчетное уравнение для определения норм расхода запасных частей

$$h = \frac{100n}{T} \left(\frac{L - R_1}{R_1} K_H + 0,5\Delta h \right) \quad P = \Phi(R_1 / (\sigma_1 K_H) - 0,5) \quad (11)$$

Для рассмотренного выше примера уравнение (11) дает норму расхода запасных частей 25 шт. на 100 автомобилей в год, причем доля ее, учитывающая дисперсию ресурса деталей, составляет 32%. Этот результат более точно согласуется с фактическим расходом запасных частей при подконтрольной эксплуатации автомобилей.

Предлагаемая методика позволяет упростить расчет норм расхода запасных частей, а также повысить точность получаемых результатов.

Список литературы

1. Шумик С.В., Флерко И.М., Кучур С.С. Методы нормирования расхода запасных частей при эксплуатации автомобилей. Мн., 1983. Деп. в БелНИИНТИ 3.01.83, № 529Бе-Д83.
2. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. М., 1965.
3. Блюдов Е.П. Исследование соотношений расхода металла на изготовление запасных частей и производство автомобилей: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1972.
4. Методика разработки нормативов потребности в запасных частях и агрегатах к автомобилям, тракторам и сельскохозяйственным машинам на ремонтно-эксплуатационные нужды / ГосНИТИ. М., 1974.
5. Тельнов Л.С. Инженерные методы расчета средних нормативов потребности запасных частей // Тракторы и сельхозмашины. 1976. № 8.

УДК 629.113.004

М.М.БОЛБАС, Е.Л.САВИЧ,
кандидаты техн. наук,
В.В.ШЛОВЕНЕЦ (БПИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ГАЗОВОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

В последние годы значительно расширилось применение газобаллонных автомобилей (ГБА), работающих на сжатом природном газе (СПГ). Наряду со снижением эксплуатационных затрат использование природного газа в качестве моторного топлива приводит к уменьшению выбросов токсичных компонентов отработавших газов (ОГ). Низкий уровень токсичности ОГ в значительной степени связан с условиями смесеобразования и сгорания газозошной смеси.

Вместе с тем, как показали исследования, проведенные на кафедре "Техническая эксплуатация автомобилей" БПИ, экономичность и экологическая чистота работы газового автомобильного двигателя зависят от технического состояния топливоподающей аппаратуры (ТПА), в первую очередь редуктора низкого давления (РНД) и карбюратора-смесителя (КС).

Одним из режимов, характеризующих работу двигателя, является режим минимальной частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу. По оценкам специалистов, он составляет в условиях движения по улицам большого города до 30% всего времени нахождения автомобиля на линии.

Для изучения работы двигателей ГБА в режиме минимальной частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу проведена массовая проверка автомобилей ЗИЛ-138А, эксплуатируемых в грузовых автомобильных парках № 3 и 6 объединения "Минскгрузавтотранс", на топливную экономичность и токсичность отработавших газов. Установлено, что больше половины всех автомобилей работает с различными нарушениями регулировок газовой системы питания. Так, у 80% проверенных автомобилей минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу была выше рекомендуемой заводом-изготовителем. Наблюдались во многих случаях неустой-

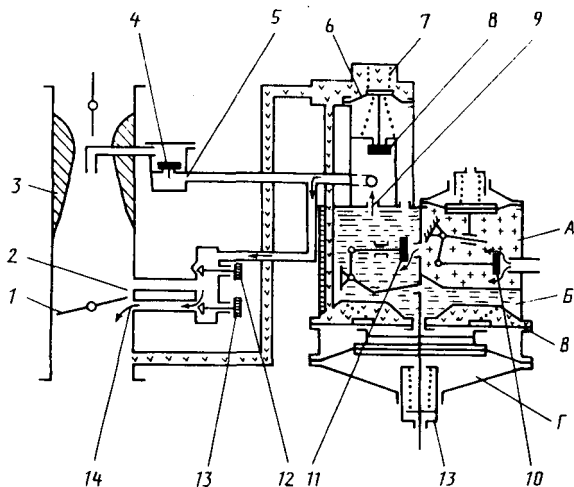


Рис. 1. Положение основных элементов редуктора низкого давления и карбюратора-смесителя при работе двигателя ЗИЛ-138А в режиме холостого хода:
 А — полость 1-й ступени РВД (давление 0,2–0,22 МПа); Б — то же 2-й ступени РВД (давление 80–100 Па); В — разгрузочного устройства (разрежение 50–70 кПа); Г — атмосферного давления

чивая работа двигателя на холостом ходу и переходных режимах, затрудненный его запуск, повышенный расход газа, а также высокие концентрации окиси углерода (СО) и углеводородов ($C_m H_n$) в отработавших газах.

Для выяснения причин нарушения нормального сгорания газозвушной смеси проанализируем работу двигателя на холостом ходу (рис. 1). Клапаны первой 10 и второй 11 ступеней РВД открыты. Клапан 8 экономайзера закрыт под действием высокого разрежения в полости над диафрагмой 6. Воздух, преодолевая сопротивление пружины 7, удерживает диафрагму в верхнем положении, при котором связанный с ней клапан 8 прижат к седлу. Обратный клапан 4 главной дозирующей системы карбюратора-смесителя закрыт, так как передающееся из диффузора-смесителя 3 разрежение в режиме холостого хода двигателя недостаточно для открытия клапана. Вследствие этого газ подается в двигатель только через систему холостого хода карбюратора-смесителя.

Подача газа в систему холостого хода осуществляется следующим образом. Из полости Б второй ступени РВД газ через дозирующее отверстие 9 экономической регулировки поступает в пространство за дроссельными заслонками 1 по основному газопроводу 5 низкого давления и шлангу подвода газа в систему холостого хода. В указанном пространстве происходит образование горючей смеси. На режиме минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя подачу газа через отверстие 14 можно регулировать с помощью винта 13. На режиме повышенной частоты вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу и переходных режимах газ поступает в область задрозсельного пространства и через прямоугольное отверстие 2.

Общую подачу газа в систему холостого хода можно изменять с помощью регулировочного винта 12. Эта регулировка определяет качество работы двигателя на переходных режимах и обеспечивает плавный переход от холостого хода к нагрузочным режимам без "провалов".

Методика регулировки системы холостого хода [1] предусматривает следующее. Предварительно на неработающем двигателе винт 12 отворачивают на 2–3 оборота, а винт 13 — на 1 оборот. Запускают двигатель и прогревают его до необходимой температуры. Выворачивая упорный винт дроссельных заслонок, устанавливают минимальную устойчивую частоту вращения коленчатого вала двигателя. Затем обедняют смесь, заворачивая винт 13 при каждой пробе на 1/4 оборота до момента начала работы двигателя с перебоями. После этого регулировочный винт 13 отворачивают на 1/2 оборота. Кроме того, рекомендуется проверять работу системы холостого хода на переходных режимах при резком и плавном нажатии на педаль управления дроссельными заслонками.

Как показала проверка, проведенная на автотранспортных предприятиях, эксплуатирующих ГБА, такая регулировка системы холостого хода не обеспечивает оптимальной работы двигателя на холостом ходу. В отличие от бензиновой системы холостого хода даже незначительное изменение положения регулировочного винта газовой системы приводит к неполному сгоранию газозвдушной смеси. Кроме того, независимо от положения регулировочного винта в значительной степени работа двигателя на холостом ходу определяется давлением газа в выходной полости РНД. При этом вследствие нарушения качества сгорания газозвдушной смеси возрастает токсичность отрабо-

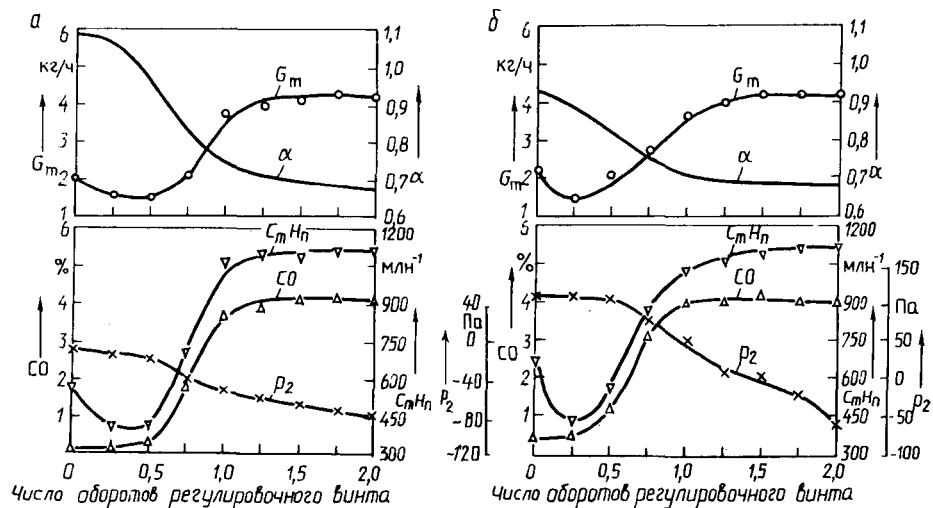


Рис. 2. Показатели работы двигателя ЗИЛ-138А в режиме холостого хода ($n = 600 \text{ мин}^{-1}$) в зависимости от положения винта регулировки системы холостого хода карбюратора-смесителя:

а — во 2-й ступени РНД $p_2 = -50 \text{ Па}$; б — $p_2 = 50 \text{ Па}$

тавших газов. Поэтому необходима разработка более совершенной методики регулировки газовой системы холостого хода.

С целью определения влияния регулировок газовой системы холостого хода на выбросы окиси углерода и углеводородов и топливную экономичность проведены стендовые испытания двигателя ЗИЛ-138А. Расход газа определяли по перепаду давления в мерном баллоне, воздуха — с помощью ротационного счетчика РГ-200, концентрацию СО и $C_m H_n$ — с помощью газоанализаторов Элкон S-305 и ГЛ-1121. Испытания проводили при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя (600 мин^{-1}). Изучали весь диапазон возможных регулировок системы холостого хода при разных значениях давления газа во 2-й ступени РНД.

На основе полученных экспериментальных данных построены графики зависимости расхода топлива, содержания СО и $C_m H_n$ в отработавших газах, а также коэффициента избытка воздуха от положения винта регулировки холостого хода при различном исходном давлении во 2-й ступени РНД (рис. 2). Анализ полученных характеристик позволил сделать вывод о том, что оптимальная работа двигателя на холостом ходу обеспечивается в сравнительно узком диапазоне положения регулировочного винта при коэффициенте избытка воздуха, близком к 0,9. По мере заворачивания винта расход газа и выброс СО и $C_m H_n$ снижаются, а при приближении винта к упору несколько возрастают. Это связано с тем, что при таком положении регулировочного винта система холостого хода не обеспечивает устойчивой работы двигателя. Для поддержания постоянной частоты вращения коленчатого вала необходимо увеличить степень открытия дроссельных заслонок; расход воздуха повышается и как следствие смесь дополнительно обедняется.

По мере отворачивания винта на $1/4$ – $1/2$ оборота расход газа снижается при уменьшении выделения углеводородов, причем минимальный часовой расход топлива соответствует минимальной концентрации $C_m H_n$ в отработавших газах. Работа двигателя становится более устойчивой. При дальнейшем отворачивании винта смесь начинает обогащаться, что приводит к увеличению объема выбросов СО и $C_m H_n$. При отворачивании винта на $1,0$ – $1,5$ оборота расход газа возрастает в $2,5$ – $2,8$ раза, объем выбросов СО и $C_m H_n$ — соответственно в 8 – 10 и $2,3$ – $2,5$ раза. Работа двигателя в этом случае становится крайне неустойчивой.

Необходимо также отметить, что давление газа во 2-й ступени РНД уменьшается по мере отворачивания регулировочного винта, что связано с изменением площади проходного сечения отверстия карбюратора-смесителя. При давлении газа во 2-й ступени РНД более 120 Па система холостого хода практически нечувствительна к регулировкам и не обеспечивает качественного смесеобразования и сгорания газозоудушной смеси.

На основании проведенных испытаний разработана методика регулировки системы холостого хода газовых автомобильных двигателей по минимальной концентрации углеводородов в отработавших газах. Для обеспечения оптимальной регулировки системы холостого хода необходимо наличие газоанализаторов, с помощью которых можно определить содержание СО и $C_m H_n$ в отработавших газах, а также переносного тахометра. Перед началом работ проверяют герметичность соединений газовой топливной аппаратуры. Затем подсоединяют заборники газоанализаторов, тахометр и запускают двигатель.

Табл. 1. Результаты испытаний двигателей ГБА ЗИЛ-138А на топливную экономичность и токсичность ОГ на режиме минимальной частоты вращения холостого хода

Параметр	Результаты измерений значений параметров		
	диапазон изменения	среднее значение	среднеквадратичное отклонение
Расход газа, кг/ч			
до регулировки	1,75–5,40	2,85	0,858
после регулировки	1,51–3,06	2,16	0,345
Содержание СО, %, в выбросах			
до регулировки	0,1–2,8	1,39	0,736
после регулировки	0,1–0,8	0,395	0,178
Концентрация $C_m H_n$, млн ⁻¹ в выбросах (по $C_6 H_{12}$)			
до регулировки	320–1100	592	198
после регулировки	220–720	430	151

Устанавливают минимальную устойчивую частоту вращения коленчатого вала поворотом упорного винта дроссельных заслонок. После этого производят регулировку карбюратора-смесителя до момента достижения минимального значения концентрации углеводородов в выбросах. Частота вращения коленчатого вала поддерживается поворачиванием упорного винта на уровне 500–600 мин⁻¹. Содержание СО в отработавших газах должно быть в пределах (0,4±0,2) %. В случае отклонения от этих значений необходимо регулировать давление в выходной полости РНД. Затем регулировку системы холостого хода повторяют и проверяют работу двигателя на переходных режимах.

Результаты исследований показывают, что 1) повышенное (более 0,6 %) содержание в выбросах окиси углерода на режиме минимальной частоты вращения коленчатого вала при давлении во 2-й ступени РНД (80–100) Па и законченной регулировке системы холостого хода КС связано с тем, что газ поступает, минуя эту систему; 2) неустойчивая работа двигателя на переходных режимах обуславливает необходимость дополнительной регулировки с помощью винта – изменения общей подачи газа (при быстром открытии дроссельных заслонок) или очистки обратного клапана КС (при медленном открытии дроссельных заслонок); 3) значительное снижение давления газа во 2-й ступени РНД при незначительном уменьшении давления в 1-й ступени и повышенной частоте вращения коленчатого вала указывает на неисправность клапана 2-й ступени (недостаточный ход, разбухание резинового уплотнения клапана) или на повышенную жесткость ее пружины; одновременное снижение давления и в 1-й ступени обусловлено неисправностью электромагнитного клапана-фильтра, неполным открытием расходных вентилей (значительное падение давления и на входе РНД) или недостаточным ходом клапана 1-й ступени РНД; 4) повышенное (более 0,3 %) содержание в выбросах окиси углерода на режиме повышенной частоты вращения коленчатого вала свидетельствует о возрастании давления во 2-й ступени (неправильная регулировка или низкая жесткость пружины) или о неисправности дозирующе-экономайзерного

устройства РНД; 5) возрастание концентрации углеводов (выше 200 млн^{-1}) на режиме повышенной частоты вращения коленчатого вала связано с неисправностью системы зажигания (полный или частичный отказ отдельных свечей зажигания, отклонение величины зазора между контактами прерывателя-распределителя от оптимальной, большой угол опережения зажигания) или с утечкой газов через клапаны механизма газораспределения.

В соответствии с разработанной методикой выполнены регулировочные работы системы питания группы ГБА (табл. 1).

Внедрение в ГАП № 6 предложенной методики проверки и регулировки газовой системы питания двигателей ГБА ЗИЛ-138А при работе их на режимах холостого хода позволило уменьшить содержание окиси углерода в ОГ в среднем на 71 %, углеводов — на 27,4 %. При снижении расхода газового топлива в среднем на 24,2 % обеспечивается более устойчивая работа двигателя как на режиме холостого хода, так и на переходных режимах.

Список литературы

1. Морев А.И., Ерохов В.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей. М., 1988.

УДК 629.113.004

Я.СУРМА (БПИ)

ИЗМЕНЕНИЕ АМПЛИТУДЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ ЯМЗ-236 В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОТКЛОНЕНИЙ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ

При эксплуатации дизельных двигателей наблюдается значительное отклонение динамических и температурных показателей их рабочего цикла от нормируемых. Основная причина этого — отклонение регулировок систем и механизмов от установочных значений, изменение параметров топливоподачи. При нарушении по указанным причинам нормального протекания рабочего цикла двигателя ухудшаются его мощностные и экономические показатели, имеет место интенсивное изнашивание деталей (прогорания поршней, клапанов, потеря подвижности поршневых колец, интенсивное коксование распылителей). С другой стороны, при интенсивном изнашивании цилиндропоршневой группы и закоксовывании распылителей усугубляется нарушение рабочего цикла в связи с попаданием картерного масла в камеру сгорания и ухудшением характеристик топливоподачи. Изнашивание деталей цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма при этом становится еще более интенсивным [1, 2]. Следовательно, обязательно поддержание регулировочных параметров системы подачи топлива и газораспределительного механизма на оптимальном уровне.

При выборе метода контроля регулировок необходимо прежде обеспечивать такие требования, как быстродействие и точность постановки диагноза, отсутствие демонтажных воздействий на двигатель в процессе диагностирова-

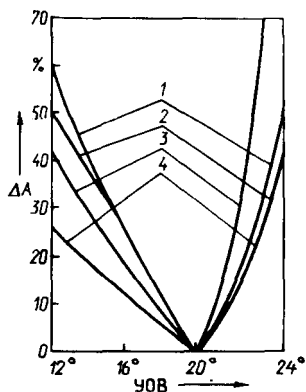


Рис. 1. Зависимость изменения амплитуды виброакустических колебаний (ΔA) от угла опережения подачи топлива (УОВ):

1 — коренных подшипников; 2 — цилиндра; 3 — головки цилиндра; 4 — секций ТНВД

ния. Этим требованиям удовлетворяет виброакустический метод контроля [3]. С целью проверки его пригодности для указанных выше целей исследовано влияние отклонений от номинальных значений регулировочных параметров системы подачи топлива и газораспределительного механизма на амплитуду виброакустических колебаний двигателя. Эксперимент реализован активным методом, т.е. регулировки устанавливались исследователем на разных уровнях. Измерения виброакустических характеристик проводили на двигателе ЯМЗ-236, работающем с минимальной устойчивой частотой вращения коленчатого вала на холостом ходу. Ранее было установлено, что виброакустические колебания двигателя при таком скоростном режиме характеризуются наиболее информативным амплитудно-частотным спектром (минимальные помехи). Кроме того, указанный скоростной режим наиболее пригоден для виброакустического диагностирования двигателей в процессе их эксплуатации.

Во время испытаний варьировали три регулировочных параметра: угол опережения подачи топлива насосом высокого давления (УОВ), давление, соответствующее началу подъема иглы форсунки (ДВФ) и тепловой зазор клапанного механизма газораспределителя (ТЗК).

Значение параметра УОВ изменяли в обе стороны (до 25° и до 12° от номинального значения (20°)). Испытания показали, что амплитуда виброакустических колебаний двигателя минимальна при номинальном значении УОВ. Отклонение УОВ от номинального в любую сторону вызывает увеличение амплитуды колебаний, причем более значительное при увеличении УОВ, чем при его уменьшении. Наиболее информативные измерительные точки находятся на колпаках секций топливного насоса высокого давления, в областях цилиндра, его головки и коренных подшипников. С увеличением УОВ до 25° растет амплитуда колебаний (рис. 1): в области головки цилиндра (в частотном диапазоне 10–16 кГц) — в 2 раза, в области коренных подшипников (1,0–1,6 кГц) — на 50 %, на колпаке секции ТНВД (10–16 кГц) и в области цилиндра (2,5–4,0 кГц) — на 41 %. Уменьшение УОВ до 12° вызывает увеличение амплитуды колебаний в области коренных подшипников на 58 %, в области цилиндра — 50, в области головки цилиндра — 41, на колпаке секции ТНВД — на 26 %.

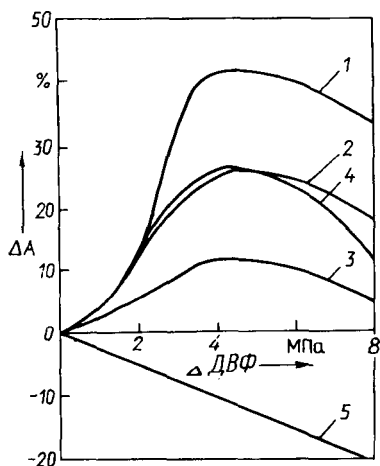


Рис. 2. Зависимость изменения амплитуды виброакустических колебаний (ΔA) от давления, соответствующего началу подъема иглы форсунки (ДВФ):

1 — цилиндра; 2 — головки цилиндра; 3 — головок соседних цилиндров; 4 — форсунки; 5 — секций ТНВД

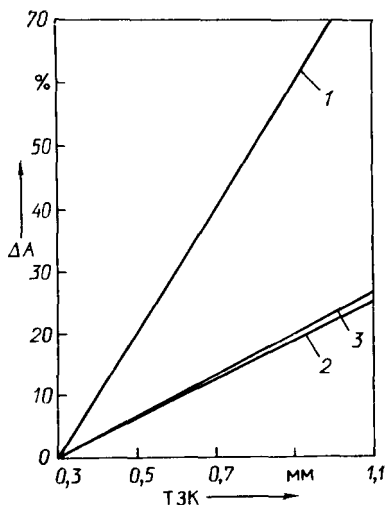


Рис. 3. Зависимость изменения амплитуды виброакустических колебаний (ΔA) от теплового зазора клапанного механизма газораспределения (ТЗК): 1 — головки цилиндра; 2 — головок соседних цилиндров; 3 — клапанного механизма

Значение ДВФ (номинальное — 18 МПа) изменяли ступенчато с шагом Δ ДВФ от 2 МПа до 10 МПа. Изменение виброакустических колебаний двигателя в этом случае не подчиняется общей (как в предыдущем случае) закономерности (рис. 2). При снижении ДВФ до 10 МПа уменьшилась на 21 % и амплитуда виброакустических колебаний, измеренная на колпаке секции ТНВД (10–16 кГц). В областях головки цилиндра (10–16 кГц) и форсунки (1,25–2,0 кГц) с уменьшением ДВФ до 14 МПа амплитуда колебаний возрастает на 26 %, в области цилиндра (2,5–4,0 кГц) — на 41 %. При дальнейшем снижении ДВФ (до 10 МПа) имеет место уменьшение амплитуды колебаний: в областях форсунки на 11 %, головки цилиндра — 6, цилиндра — на 5 %.

Необходимо отметить, что снижение ДВФ до 14 МПа для одного цилиндра сопровождается ростом амплитуды колебаний головок соседних цилиндров на 12 %. Дальнейшее же уменьшение ДВФ (до 10 МПа) вызывает падение этой амплитуды на 6 %, т.е. изменение амплитуды колебаний головок соседних цилиндров составляет 7 % от изменения амплитуды колебаний головки исследуемого цилиндра. В других областях двигателя изменение ДВФ не влияет на амплитуду колебаний соседних цилиндров.

ТЗК (номинальное значение — 0,3 мм) изменяли с шагом 0,2 мм до значения 1,1 мм. Увеличение ТЗК вызывает рост амплитуды колебаний в областях головки цилиндра (10–16 кГц) на 87 % и клапанного механизма (1,0–1,6 кГц) на 27 % (рис. 3). Кроме того, при ТЗК одного цилиндра, равном 1,1 мм, амплитуда колебаний в областях головок соседних цилиндров увеличивается на 26 %, т.е. изменение амплитуды их колебаний составляет

29 % от изменения амплитуды колебаний головки исследуемого цилиндра. В области клапанного механизма изменение ТЗК не влияет на амплитуду колебаний соседних цилиндров.

На основании полученных результатов сделаны следующие выводы.

1. Наиболее виброакустически активной областью дизельного двигателя является головка цилиндра. Амплитуда колебаний последней зависит от регулировочных параметров не только данного цилиндра, но и соседних. Это обстоятельство не позволяет использовать область головки цилиндра в качестве измерительной зоны для диагностирования технического состояния двигателя.

2. Угол опережения подачи топлива оказывает существенное влияние на виброакустические колебания головки цилиндра, что связано с изменением протекания процесса сгорания рабочей смеси в цилиндре двигателя. Характерным при отклонении УОВ от номинального значения является значительный рост амплитуды виброакустических колебаний в области коренных подшипников. Поэтому предлагается проверять правильность установки УОВ путем измерения виброакустических колебаний в области этих подшипников.

3. Давление начала подъема иглы форсунки можно однозначно определять, измеряя амплитуду виброакустических колебаний на колпаках секций ТНВД.

4. Проверку установки теплового зазора клапанного механизма газораспределения наиболее удобно проводить путем измерения амплитуды колебаний в области этого механизма.

5. Ввиду влияния износа деталей на амплитуду их виброакустических колебаний результаты предлагаемого метода диагностирования достоверны только для технически исправного двигателя. Совершенствование метода возможно на основе комплексной оценки влияния износа деталей и отклонений регулировочных параметров механизмов и систем двигателя на его виброакустические колебания.

Список литературы

1. Николаевко А.В., Москалев М.Т. Исследование влияния регулировок топливной аппаратуры на износ тракторного двигателя в эксплуатации // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей. Л.; Пушкин, 1972.
2. Ждановский Н.С. и др. К оценке изменения основных показателей работы автотракторных двигателей в связи с износом // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей. Л.; Пушкин, 1979.
3. *Cempel Cz.* Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Warszawa, 1982.

СОДЕРЖАНИЕ

Расчет и конструирование автомобилей и тракторов

Бусел Б.У., Мелеш В.И. Анализ динамических нагрузок на элементы ходовой части карьерных самосвалов	3
Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф., Гурленя В.Н. Нагруженность элементов трансмиссий автомобилей с ГМП на экстремальных режимах работы	6
Гришкевич А.И., Салман Абид. Математическая модель криволинейного движения автомобиля	10
Рожанский Д.В. Математическая модель для исследования процесса трогания автомобиля с места в автоматическом режиме	15
Тедорадзе Р.Г. Исследование процесса разгона автомобиля с учетом работы двигателя на переменных режимах	20
Тарасик В.П., Крутолевич С.К. Зависимость технико-экономических показателей тягово-транспортной машины от программы автоматического управления блокировкой гидротрансформатора	23
Антипенко Г.Л. Оптимальное управление включением зубчатых муфт гидромеханической трансмиссии	27
Марцинкевич В.С. Оптимизация конструктивных параметров раздаточных коробок автомобилей	31
Валюженич Г.А., Ванцевич В.В. Исследование проточности смазочных систем межколясных дифференциалов автопоездов	35
Журавлев С.С. Динамика зависимой гидропневматической подвески автомобиля	38
Бугай О.В., Бухвалова И.А. Исследование на ЭВМ качества функционирования системы виброзащиты транспортного средства	43
Бартош П.Р., Гиль С.В. К расчету динамических характеристик гидроусилителей	47
Капустин В.В., Жилевич М.И., Гаврилюк С.Ю. Алгоритм функционирования и структура программного обеспечения встроенной системы диагностирования гидроприводов карьерных автомобилей	52
Кислов Н.В., Пинчук В.В. Синтез элементных схем соединительно-монтажных модулей гидроприводов	56
Пронько А.В. Баланс мощности дифференциального гидроходоуменьшителя	62
Андреев А.Ф. Коэффициент полезного действия колесного трактора, движущегося поперек склона	69
Лефаров А.Х., Войтешонок В.С. Оценочные показатели поворачиваемости колесного трактора на склоне	71
Якубович О.А. К оценке курсовой устойчивости движения трактора со стабилизируемой ходовой частью на поперечном склоне	73
Горин Г.С. Кинематика статического поворота тягового средства	76
Скуртул А.И., Стецко А.П. Зависимость показателей работы муфты сцепления трактора от коэффициента запаса	81
Горбатенко Н.Н., Коробкин В.А., Халько Н.И. Экспериментальные исследования эффективности механизмов плавного включения фрикционов гидромеханических трансмиссий	84
Кузнецов Е.В., Мрочек В.И. Исследование динамики трактора с двигателем постоянной мощности и гидротрансформатором	88
Бавев В.С. О возможности применения дифференциала повышенного трения в межосевом приводе трактора класса 2	91
Янчевский В.Э. Сиденье оператора реверсивного трактора	94
Бойков В.П. Колебания трактора в зависимости от характеристики амортизатора подвески	98
Бутусов Г.Ф., Мамонов М.И., Шостак О.Р. Система автоматического регулирования скорости вращения вала привода исполнительного механизма сельскохозяйственного агрегата	101
Таяновский Г.А., Теленченко В.В. К обоснованию привода колес тракторных прицепов	104

К р у г л и к В.М. Определение шумовых характеристик мотоциклов на стадии их проектирования	107
К у х а р е н о к Г.М., П и н с к и й Д.М. Зависимость показателей рабочего цикла дизеля 245 от параметров топливной аппаратуры	110

Эксплуатация и ремонт автомобилей

Ш у м и к С.В., К у ч у р С.С., С а в и ч А.С. Влияние дисперсии ресурса деталей автомобиля на нормирование их расхода	115
Б о л б а с М.М., С а в и ч Е.Л., Ш л о в е н е ц В.В. Исследование работы газового автомобильного двигателя на режиме холостого хода	120
С у р м а Я. Изменение амплитуды виброакустических колебаний двигателя ЯМЗ-236 в зависимости от отклонений регулировочных параметров	125

Научное издание

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ
И ТРАКТОРОВ**

Выпуск 5

Художественный редактор *В.Н.Валентович*
Технический редактор *Н.А.Лебедев*
Корректоры: *Т.М.Рутковская, Н.В.Кудрейко*
Оператор *М.К.Войнич*