

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Выпуск 11

Расчеты и исследования агрегатов
автомобилей, тракторов и их двигателей

Минск "Вышэйшая школа" 1978

Г л а в н ы й р е д а к т о р
доктор технических наук, профессор Н.Ф. Метлюк

Р е д а к ц и о н н ы й с о в е т :

А.Ф. Андреев, С.М. Белов, М.П. Бренч, Г.Ф. Буту-
сов, М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов,
В.В. Кацыгин, Г.М. Кокин, И.П. Ксенович, А.Х. Лефа-
ров, Г.И. Мамити, М.А. Разумовский, Н.В. Розанов,
А.Т. Скойбеда, А.Ф. Тихонов, Р.И. Фурунжиев.

Ответственный за выпуск Н.В. Розанов

В статьях сборника отражено современное состояние авто-
мобилей, тракторов и их двигателей и основные направления в
усовершенствовании их. Изложены новые методы расчета про-
ектирования и исследования агрегатов и систем управления с
использованием АВМ и ЦВМ. Опубликованные результаты ис-
следования и расчетов могут использоваться при проектирова-
нии.

Сборник предназначен для инженерно-технических работни-
ков заводов, преподавателей и аспирантов вузов, работников
научно-исследовательских институтов.

А 31803-198 доп. - 78
М304(05)-78

© Издательство "Вышэйшая
школа", 1978

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_A &= \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} (P_{1i} + P_{3i}) ; \\
 \ddot{y}_i &= \frac{1}{m_i} [P_{3i} + P_{4i} - (P_{1i} + P_{2i})] ; \\
 \ddot{\theta} &= \frac{1}{J + \sum_{i=1}^{2n} m_i h_i} \left\{ \sum_{i=1}^{2n} l_i (P_{1i} + P_{2i}) + \ddot{x} \sum_{i=1}^{2n} m_i h_i + \right. \\
 &+ \left. \sum_{i=1}^{2n} [m_i h_i + (P_{6i} + P_{7i}) H_i] \right\} ; \\
 x &= \frac{1}{M \sum_{i=1}^{2n} m_i} \left[\ddot{\theta} \sum_{i=1}^{2n} m_i h_i - \sum_{i=1}^{2n} (P_{5i} + P_{6i} + P_{7i}) \right] ; \\
 i &= 1, 2, \dots, n ,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где \ddot{y}_A , $\ddot{\theta}$ - соответственно вертикальное и угловое ускорения поддрессоренной массы; \ddot{y}_i - вертикальное ускорение i -й неподдрессоренной массы; \ddot{x} - горизонтальное ускорение автомобиля; $P_{1i} = P_{1i}(\Delta_i, \dot{\Delta}_i)$ - силовая характеристика упругого элемента и амортизатора; $P_{2i} = P_{2i}(\dot{\Delta}_i)$ - силовая характеристика сухого трения; $P_{3i} = P_{3i}(\delta_i)$ - силовая характеристика радиальной упругости шины; $P_{4i} = P_{4i}(\delta_i, \dot{\delta}_i)$ - силовая характеристика демпфирования шины; $P_{5i} = P_{5i}(P_{3i} P_{4i} \bar{x} + v) f$ - силовая характеристика сопротивления движению; $P_{6i} = P_{6i}(\bar{x} + h_i \bar{\theta})$ - продольная упругая характеристика трансмиссии и шины; $P_{7i} = P_{7i}(\bar{x} + h_i \bar{\theta})$ - демпфирование шины в продольной плоскости; M - поддрессоренная масса; m_i - неподдрессоренная масса; J - момент инерции поддрессоренной массы; H_i - расстояние по вертикали между центром тяжести колеблющейся поддрессоренной массы и точкой контакта i -й шины с дорогой; h_i - расстояние по вертикали между центром тяжести колеблющейся поддрессоренной массы и центром i -й неподдрессоренной массы; l_i - расстояние от центра тяжести до i -й оси.

В силовых характеристиках: Δ_i , $\dot{\Delta}_i$ - относительные перемещение и скорость поддрессоренной массы относительно центра колеса; δ_i , $\dot{\delta}_i$ - деформация и скорость деформации i -й шины относительно положения статического равновесия; \bar{x} , $\dot{\bar{x}}$, $\bar{\theta}$, $\dot{\bar{\theta}}$ -

$Q_1(t), Q_i(t), Q_k(t)$ - текущий расход жидкости через клапан амортизатора в связанных рессорах; $Q_{1,2}^C(t), Q_{i,i+1}^C(t), Q_{ik}^C(t)$ - текущий расход жидкости соответственно между первой и второй, i -й и $i+1$, i -й и k -й рессорами; p_0 - давление в надпоршневой полости рессоры под статической нагрузкой; l_0 - высота идеализированного столба газа, соответствующего статическому давлению; f_g - площадь калиброванного отверстия в стенке клапанной коробки амортизатора; n - число калиброванных отверстий в клапане амортизатора; f - площадь сечения трубопровода, связывающего рессоры; F^T - площадь поршня рессоры; μ - коэффициент расхода; ζ - суммарный коэффициент местных сопротивлений в маслопроводных каналах и связывающих трубопроводах; g - ускорение земного притяжения; γ - удельный вес жидкости; χ - показатель полнотры.

Приведенная к колесу с помощью коэффициента ϵ силовая характеристика гидропневматической рессоры с противодавлением как для связанной, так и для независимой рессоры

$$P_{p_i}^k = \epsilon \left\{ \left[p_i' F - G_{p_i} k_i \left(\frac{\mu l_{oi}}{\mu_i l_{oi} + \Delta p_i} \right)^{\chi_i} \right] - G_{p_i} \right\}, \quad (5)$$

где k_i, μ_i - параметры гидропневматической рессоры [1]; G_{p_i} - статическая нагрузка на рессоры.

Решение уравнений осуществлялось на ЭВМ "М-220". Качество подвески оценивалось по двум критериям: среднеквадратичными величинами ускорений подрессоренной массы и усилий, действующих на подрессоренную массу со стороны связанных рессор. Правомочность использования среднеквадратичных величин названных выше параметров, несмотря на существенную нелинейность элементов, подтверждена в работах [2, 3].

Итерационные методы, которые первоначально использовались для решения системы уравнений (2), не дали положительных результатов из-за медленной сходимости, которая в отдельных случаях вообще отсутствовала. Поэтому для решения уравнений была разработана специальная методика. Она заключалась в том, что на каждом шаге счета определялись значения давлений в полостях рессор при отсутствии между ними связи, затем при достигнутом перепаде давлений связь восстанавливалась и корректировались найденные величины с учетом протекания жидкости между рессорами.

Исследования проводились на моделях двух типов автомобилей: № 1 – имеющий связь между двумя рессорами, № 2 – имеющий связь между тремя рессорами. При расчетах использовался участок лесной дороги со среднеквадратичной высотой неровностей $\sigma_q = 7,8$ см.

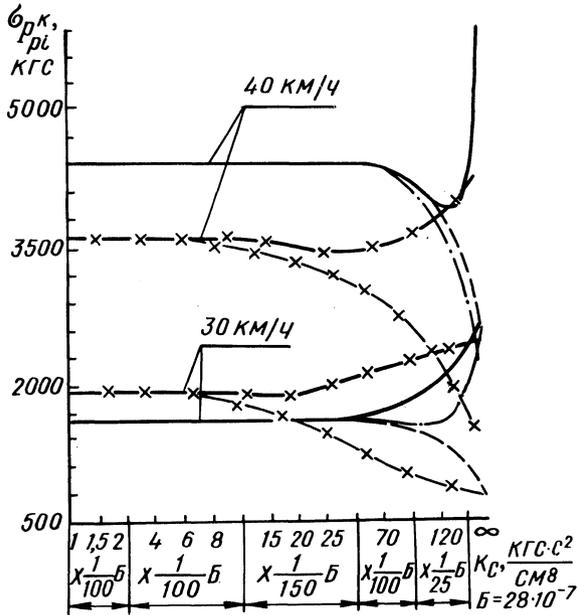


Рис. 3. Зависимость среднеквадратичных величин усилий в рессорах от степени связи k_c между рессорами: автомобиль № 1 – X 1-я рессора; X X 2-я рессора; автомобиль № 2 — 1-я рессора; — — 2-я рессора; — · — 3-я рессора.

В качестве примера на рис. 3 и 4 приведены зависимости среднеквадратичных величин соответственно усилий в гидравлически связанных рессорах с противодавлением $\sigma_{P_i}^k$ и ускорений:

вертикальных $\sigma_{\ddot{y}}$ (на корме) и угловых $\sigma_{\ddot{\theta}}$ подрессоренной части автомобиля от степени связи k_c между рессорами при различных скоростях движения.

В связи с необходимостью нанесения большого диапазона значений k_c ось абсцисс разбита на зоны, и истинное значение k_c определяется умножением найденной на оси абсцисс величины на масштаб зоны. Условие $k_c = \infty$ относится к независимой подвеске.

Анализ приведенных кривых показывает, что по мере уменьшения k_c , т.е. по мере увеличения степени связи между рессорами, разность усилий на связанных рессорах уменьшается и, начиная с определенного значения k_c , усилия полностью выравниваются (в гидравлически связанных полостях). Дальнейшее снижение коэффициента k_c не влияет на изменение нагрузки на рессорах.

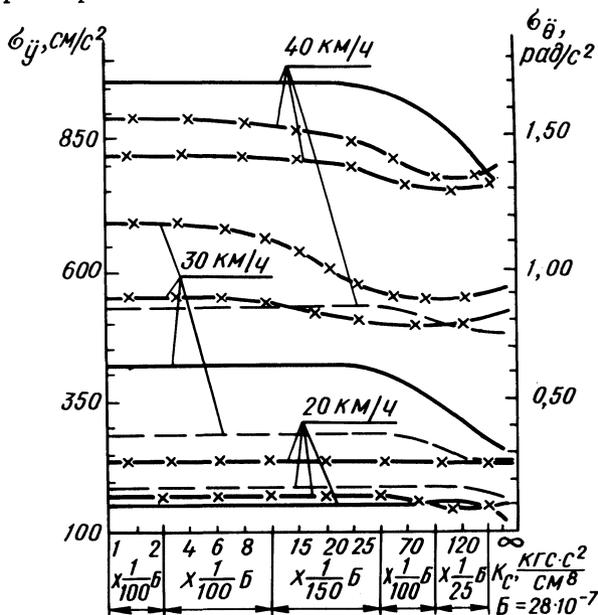


Рис. 4. Зависимость средневладратичеких величин ускорений подрессоренной массы от степени связи k_c между рессорами: автомобиль №1 — * \ddot{y} ; ** $\ddot{\theta}$; автомобиль №2 — — \ddot{y} ; — — $\ddot{\theta}$.

При тех же значениях k_c стабилизируются и величины ускорений, однако в этом случае по мере увеличения степени связи плавность хода несколько снижается. Таким образом, как для автомобиля №1, так и для автомобиля №2 можно выделить граничное значение коэффициента связи — k_c^Γ . Значение k_c^Γ , с одной стороны, облегчает и уменьшает трудоемкость исследований, а с другой — задает конструктору пределы проходимых сечений элементов связи.

Необходимо отметить, что для рассматриваемых автомобилей значения коэффициентов k_c^Γ отличаются, причем у автомобиля №2 величина этого коэффициента намного больше, чем у автомобиля №1 — соответственно $5,6 \times 10^{-6}$ и $1,1 \times 10^{-7}$,

т.е. стабилизация параметров колебаний автомобиля № 2 наступает при меньших значениях диаметров трубопроводов и подводящих каналов. Указанное явление в первую очередь можно объяснить различным количеством рессор в связке. Так, у автомобиля № 2, имеющего по три рессоры в связке, каждая рессора имеет два подводящих канала и трубопровода, а у автомобиля № 1, имеющего по две рессоры в связке, они соединены только одним трубопроводом, что в свою очередь влияет на выравнивание давлений в связанных полостях рессор.

На первый взгляд, противоречит сложившимся представлениям и рост уровня ускорений при переходе от независимой подвески к связанной: снижение уровня нагруженности рессор должно, казалось бы, привести к снижению уровня ускорений, что, однако, не происходит. Это объясняется тем, что применение связанной подвески приближает многоосный автомобиль к двухосному: усилия, передающиеся от связанных рессор на подрессоренную массу в пределах хода колеса, всегда "согласованы" — они равны как по знаку, так и по величине, поэтому суммарное воздействие связанных рессор можно условно заметить как бы воздействием единой рессоры.

Оптимальная величина степени связи должна выбираться из условия обеспечения допустимого уровня ускорений при удовлетворительной равномерности распределения нагрузки между связанными рессорами. Поэтому коэффициент сопротивления элементов связи должен лежать в зоне больших значений по сравнению с его граничной величиной. Для принятых в качестве объектов исследований автомобилей могут быть рекомендованы следующие коэффициенты сопротивлений элементов связи и соответствующие ориентировочные размеры сечений трубопроводов и подводящих каналов:

$$\text{автомобиль № 1} - k_c = 4,6 \cdot 10^{-7} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8; \quad d_T = 24 - 26 \text{ мм};$$

$$\text{автомобиль № 2} - k_c = 4 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8; \quad d_T = 18 - 20 \text{ мм}.$$

Проведенное сравнение результатов расчетов и натурных испытаний опытного автомобиля с гидропневматической связанной подвеской показало достаточно хорошее совпадение результатов при различных скоростях движения как при включенной связи между рессорами, так и при ее отключении.

Л и т е р а т у р а

1. Беленький Ю.Б. Теоретическое исследование и методика расчета пневмогидравлической подвески телескопического

типа. — "Труды Всесоюз. науч.-техн. совещания по подвескам автомобилей". ОНТИ, НАМИ. М., 1959. 2. Ломако Д. М., Рудня М.Я., Петрович А.И. Оценка распределения высот неровностей дорог и выходных параметров колебаний автомобиля. Расчеты, конструирование и технологическая доводка грузовых автомобилей. М., 1970. 3. Рудня М.Я., Ломако Д.М. Колебания автомобилей большой грузоподъемности с гидропневматической частично связанной подвеской при случайных внешних возмущениях. — "Автомобильная промышленность", 1973, № 9.

УДК 681.32.001

Р.И. Фурунжиев, докт. техн. наук,
В.В. Босякова, О.В. Бугай

К ВОПРОСУ ВЫДЕЛЕНИЯ МИКРОНЕРОВНОСТЕЙ ИЗ РЕАЛИЗАЦИЙ, СОДЕРЖАЩИХ МИКРО- И МАКРОСОСТАВЛЯЮЩИЕ

При исследовании динамики транспортных машин на ЦВМ желательно учитывать реальные дорожные условия. Для этого случайный дорожный микропрофиль задается либо в виде таблицы, либо в виде реализаций, формируемых по специальным программам. В первом случае в качестве источника возмущений используются, как правило, экспериментально полученные реализации дорожного микропрофиля. Во втором случае воспроизведение реальных возмущений достигается за счет построения их математических моделей по оценкам статистических характеристик (корреляционным функциям и спектральным плотностям), полученным обработкой на ЭВМ экспериментальных данных по замерам микропрофилей.

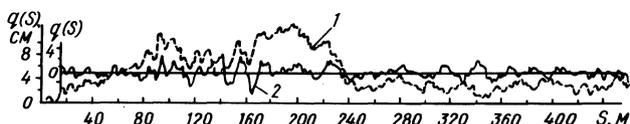


Рис. 1. Продольный профиль дороги № 1 до сглаживания (1) и после сглаживания с центрированием (2); параметр сглаживания $S_c = 30$ м.

Однако на практике многие экспериментально полученные реализации дорожного микропрофиля не могут быть использованы непосредственно для составления таблиц или получения статистических оценок, так как являются нестационарными случайными процессами, как это видно из рис. 1–3 (пунктирные ли-

нии). Можно выделить нестационарность по математическому ожиданию, корреляционной функции (нестационарность в широком смысле) и закону распределения (нестационарность в узком смысле). Для вычисления оценок статистических характеристик и последующей их аппроксимации требуется предварительное сглаживание реализаций микропрофилей для процессов нестационарных по математическому ожиданию (имеющих спуски и подъемы) или нормировка для процессов нестационарных по дисперсии.

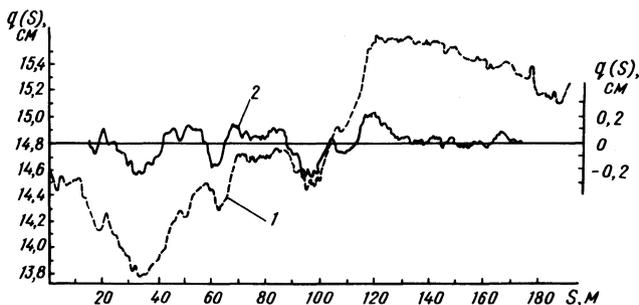


Рис. 2. Продольный профиль дороги № 2 до сглаживания (1) и после сглаживания с центрированием (2); параметр сглаживания $S_c = 30$ м.

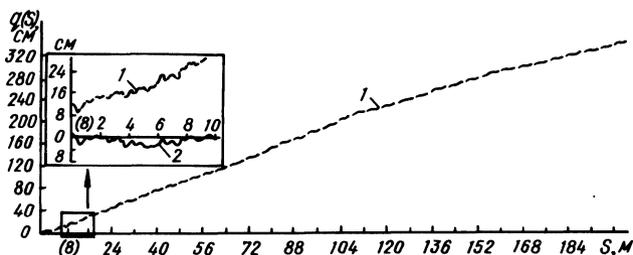


Рис. 3. Продольный профиль дороги № 3 до сглаживания (1) и после сглаживания с центрированием (2); параметр сглаживания $S_c = 15$ м.

В результате применения операций сглаживания исходная реализация дорожного микропрофиля представляется в виде

$$q_o^*(S) = q(S) - m_q^*(S), \quad (1)$$

где $q_o^*(S)$ – сглаженная реализация, используемая для вычисления оценок статистических характеристик; $m_q^*(S)$ – оценка текущего значения математического ожидания; $q(S)$ – исходная реализация дорожного микропрофиля.

Функция $m_q^*(S)$, выделенная в результате сглаживания, может использоваться затем вместе с синтезированной на ЭВМ реализацией стационарного дорожного микропрофиля для получения нестационарных дорожных воздействий с микро- и макросоставляющими профилями

$$q(S) = q_0^*(S) + m_q^*(S),$$

где $q_0^*(S)$ - полученная в результате моделирования на ЭВМ реализация стационарного дорожного микропрофиля с $m_q = 0$.

Для дорожных микропрофилей, нестационарных по дисперсии, применение операции нормирования по алгоритму:

$$q_r(S) = q(S) / \sigma_q^*(S),$$

где $q_r^*(S)$ - нормированная реализация случайного дорожного микропрофиля; $\sigma_q^*(S)$ - оценка текущего среднеквадратического отклонения, q_r позволяет применить к процессу $q_r(S)$ известные для стационарных случайных процессов алгоритмы вычисления оценок [1].

Для случайных процессов, нестационарных по математическому ожиданию и дисперсии, вначале производится сглаживание, а затем нормировка [2].

Выделенная после нормировки функция $\sigma_q^*(S)$ может быть при необходимости использована для получения нестационарных реализаций

$$q(S) = m_q(S) + \sigma_q^*(S) q_r(S),$$

где $q_0(S)$ - смоделированная реализация при $m_q = 0$ и $\sigma_r = 1$.

Сглаженная реализация дорожного микропрофиля получается по формуле (1), в которой оценка текущего значения математического ожидания вычисляется по формуле

$$m_q^*(S) = \frac{1}{S_c} \int_{S-S_c/2}^{S+S_c/2} q(\xi) d\xi, \quad (2)$$

где S_c - параметр сглаживания.

При сглаживании по формулам (1) и (2) подавляются низкочастотные составляющие вплоть до частоты среза

$$\omega_c = \frac{\pi}{2}; \quad \tau = \frac{S_c}{2v},$$

где v - скорость движения автомобиля.

В дискретном варианте формулы (1) и (2) примут вид

$$q_{0j} = q_j - m_j ; \quad (3) \quad m_j = \frac{1}{M} \sum_{i=j-k}^{j+k} q_i ;$$

$$j = (k+1) - (N - k); \quad k = \frac{M-1}{2},$$

где M – интервал усреднения; N – число точек сглаженного процесса.

На рис. 1 – 3 приведены результаты сглаживания (сплошные линии) экспериментально замеренных реализаций (штриховые линии) дорог: № 1 – асфальтированной, замеренной шагом 0,5 м на участке длиной 473 м; № 2 – карьерной, замеренной шагом 0,5 м на участке длиной 190 м; № 3 – булыжной, замеренной шагом 0,2 м на участке длиной 202 м.

Причем последняя была сглажена дважды: вначале по выражению

$$q(S) = \begin{cases} q'(S) - k_1 S, & \text{если } 0 \leq S \leq a, \\ q'(S) - [k_1 a + k_2 (S - a)], & \text{если } S > 0, \end{cases}$$

где $k_1 = 1,875$; $k_2 = 1,219$; $a = 144,0$, а затем по выражению (1).

Нетрудно заметить, что сглаженная реализация короче исходной на интервал сглаживания S_c : вначале на $S_c/2$ и на $S_c/2$ в конце участка. Оптимальное значение интервала сглаживания S_c выбирается на основании корреляционно-спектрального анализа полученной реализации для различных S_c .

Предложенная в работе методика сглаживания является одним из способов исключения нестационарности из исходной реализации.

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. Минск, 1971. 2. Фурунжиев Р.И., Останин А.Н. К оценке некоторых характеристик нестационарных случайных процессов на АВМ. – В сб.: Теория и применение математических машин. Минск, 1972.

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ
РЕССОР БЕЗ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ С ДВУМЯ УПРУГИМИ
ЭЛЕМЕНТАМИ

Из теории гидропневматических рессор известно, что они не обеспечивают изохронности колебаний подрессоренной массы при различных статических нагрузках как с применением регулятора высоты, так и без него. Для устранения этого недостатка разработаны и запатентованы различные схемы рессор, в том числе и гидропневматическая рессора без противодействия с двумя упругими элементами. Расчет таких рессор был рассмотрен в работе Б.М. Елисеева. Однако полученные им зависимости не позволяют однозначно определять необходимые параметры гидропневматической рессоры при заданных величинах, характеризующих колебательный процесс.

На рис. 1, а показана схема гидропневматической рессоры с двумя упругими элементами. Упрощенная характеристика такой рессоры показана на рис. 1, б. На участке ВС работает первый упругий элемент, а на участке ВА – совместно первый и второй. Точка O' соответствует статической нагрузке негруженной машины, точка O – груженной. Перемещение поршня Δx на участке $O'O$ соответствует изменению нагрузки от G' до G . В случае регулируемой по высоте подвески величина Δx однозначно определяет объем жидкости, необходимый для регулирования.

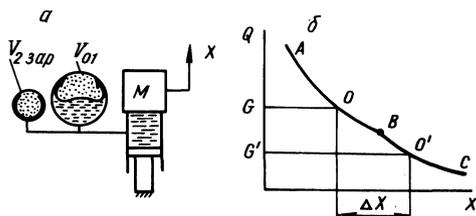


Рис. 1. Гидропневматическая рессора с двумя упругими элементами (а); упрощенная характеристика рессоры (б).

Выбор характеристики рессоры практически сводится к выбору точки В при заданных величинах частоты собственных колебаний ω_0 , коэффициента динамичности k_d' для негруженной машины и коэффициента изменения нагрузки ε ($0 < \varepsilon \leq 1$) или нахождению компромиссного решения, удовлетворяющего, с одной стороны, требованиям плавности хода, а с другой – разме-

рам цилиндра и упругих элементов. В обоих случаях целесообразно сохранение частоты собственных колебаний для груженой и негруженой машины или изменение ее должно быть незначительным.

Так как $\varepsilon = G' / G$, то при $G = G'_{\max} = k'_{\partial} G$ получим

$$\varepsilon k'_{\partial} = 1, \quad (1)$$

где $G' = M g$ - сила, действующая на рессору в статическом состоянии для негруженой машины; $G = M g$ - то же для груженой машины; g - ускорение свободного падения.

Анализ выражения (1) показывает:

1. Если $\varepsilon k'_{\partial} < 1$, т.е. $G > k'_{\partial} G'$, то для множества S_{ε} ($\varepsilon \in S_{\varepsilon}$) в $[0, 2, 0, 5]$, $\sup k'_{\partial}$ лежит в $[2, 5]$.
2. Если $\varepsilon k'_{\partial} > 1$, т.е. $G < k'_{\partial} G'$, то для множества S_{ε} ($\varepsilon \in S_{\varepsilon}$) в $[0, 5, 1]$ $\inf k'_{\partial}$ лежит в $[2, 1]$.
3. Если $\varepsilon k'_{\partial} = 1$, то для множества S_{ε} ($\varepsilon \in S_{\varepsilon}$) в $[0, 2, 1]$ $\inf k'_{\partial}$ лежит в $[5, 1]$. Этот частный случай в дальнейшем рассматривать не будем.

Первый случай - $\varepsilon k'_{\partial} < 1$.

Параметр l_0 , характеризующий объем газа $V_0 = l_0 F$ в упругом элементе рессоры

$$l_0 = \frac{x g}{\omega_0^2}, \quad (2)$$

где x - показатель политропы.

Динамический ход сжатия для негруженой машины

$$x'_c = l_0 \left(\frac{1}{\sqrt{x} k'_{\partial}} - 1 \right). \quad (3)$$

Формула справедлива и для вычисления динамического хода сжатия x_c при заданном коэффициенте динамичности k_{∂} .

Характеристика рессоры для негруженой машины

$$Q'_x = p'_0 F \left(\frac{l_0}{1 + x} \right)^x, \quad (4)$$

где $p'_0 F = G'$; p'_0 - давление газа в упругом элементе при нагрузке G' .

Выберем $\sup k'_0$ из интервала $[2, 5]$, обеспечивающее равенство $Q_x = k'_0 G'$, точка В на рис. 2, а.

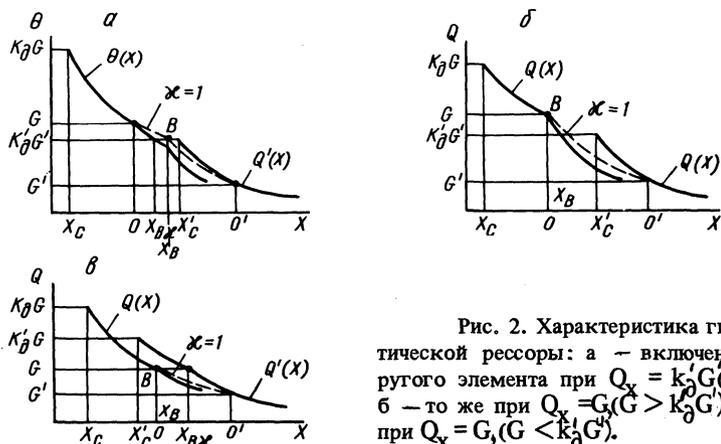


Рис. 2. Характеристика гидропневматической рессоры: а — включение 2-го упругого элемента при $Q_x = k'_0 G' (G > k'_0 G')$; б — то же при $Q_x = G' (G > k'_0 G')$; в — то же при $Q_x = G' (G < k'_0 G')$.

Изменение статической нагрузки от G' до G происходит обычно достаточно медленно, поэтому $\chi = 1$.

Объем газа в первом упругом элементе при $Q_x = k'_0 G$

$$V_c = V_0 / k'_0 \quad (5)$$

Объем зарядки $V_{2\text{зар}}$ второго упругого элемента определяется из условия $V_0^2 \stackrel{\text{зар}}{=} V_0'$ при нагрузке $G = M g$:

$$V_{2\text{зар}} = V_0 \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon k'_0} \quad (6)$$

При этом давление зарядки $p_{2\text{зар}}$ равно максимальному давлению p'_{max} в первом упругом элементе при нагрузке $k'_0 G$.

Суммарный объем газа в точке В в первом и втором упругом элементе

$$V_B = V_0 / \varepsilon k'_0 \quad (7)$$

При увеличении нагрузки рессора сожмется на величину

$$\Delta x = l_0 \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon k'_0} \right) \quad (8)$$

Динамический ход сжатия x_c для груженной машины определяется по формуле (3).

При ходе отбоя процесс расширения газа идет по политропе, поэтому Q_x станет равной $k'_2 G'$ не при перемещении поршня на величину x_B , а при перемещении его на величину

$$x_{BX} = l_0 \left(\frac{1}{\sqrt{\varepsilon k'_2}} - 1 \right). \quad (9)$$

При достижении величины x_B объем газа во втором упругом элементе станет равным $V_{2 \text{ зар}}$, а Q_x будет зависеть только от объема газа в первом упругом элементе, равного V'_c .

Таким образом, характеристика рессоры для груженой машины

$$Q_x = G \left(\frac{l_0}{l_0 + x} \right)^x \quad \text{при } x_c \leq x \leq x_B,$$

$$Q_x = Q_B \left(\frac{l_{0B}}{l_{0B} - x_B + x} \right)^x \quad \text{при } x_B < x, \quad (10)$$

где $Q_B = G \left(\frac{l_0}{l_0 + x_B} \right)^x, \quad l_{0B} = V'_c / F.$

Во втором варианте выберем значение ε из $[0,2, 0,5]$, обеспечивающее соотношение $Q_x = G' / \varepsilon = G$ (точка В на рис. 2, б) причем $k'_2 = \sup k'_2$.

При увеличении нагрузки от G' до G ($\chi = 1$) поршень рессоры переместится на величину $O'O$, равную

$$x_B = l_0 (\varepsilon - 1). \quad (11)$$

Объем газа в первом упругом элементе при x_B

$$V_c = V_0 \varepsilon. \quad (12)$$

Объем и давление зарядки второго упругого элемента

$$V_{2 \text{ зар}} = V_0 (1 - \varepsilon), \quad p_{2 \text{ зар}} = G / F. \quad (13)$$

Тогда характеристика рессоры груженой машины

$$Q_x = G \left(\frac{l_0}{l_0 + x} \right)^x \quad \text{при } x \leq 0,$$

$$Q_x = G \left(\frac{l_{OB}}{l_{OB} + x} \right)^x \quad \text{при } x > 0, \quad (14)$$

где $V_{OB} = V_c' / F$.

Сравнивая первый и второй варианты, нетрудно заметить, что общая длина цилиндра во втором варианте будет короче за счет уменьшения величины перемещения поршня x_B при изменении нагрузки от G' до G .

Второй случай — $\varepsilon k_{\partial}' > 1$.

Рассмотрим случай, когда ε ($\varepsilon \in S_{\varepsilon}$) в $[0,5, 1]$ принимает значение, обеспечивающее включение второго упругого элемента при нагрузке G (точка В на рис. 2, в), причем $k_{\partial}' \geq \inf k_{\partial}'$.

При изменении нагрузки от G' до G поршень переместится на величину $O'O$, определяемую по формуле (11), объем газа в первом упругом элементе — по формуле (12), объем и давление зарядки второго упругого элемента — по формуле (13).

В динамике процесс сжатия газа идет по политропе, поэтому $Q_x = G$ не при перемещении поршня на величину x_B , а при перемещении на величину

$$x_{Bx} = l_o \left(\frac{1}{\sqrt{x/G/G'}} - 1 \right). \quad (15)$$

В этом случае суммарный объем газа в первом и втором упругом элементах

$$V_{ox} = V_{2 \text{ зар}} + V_o + |x_{Bx}| F. \quad (16)$$

Величина перемещения поршня в цилиндре при изменении нагрузки от G до $k_{\partial}' G'$

$$x_{k_{\partial}} = l_{ox} \left(\frac{1}{\sqrt{\varepsilon k_{\partial}'}} - 1 \right), \quad (17)$$

где $l_{ox} = V_{ox} / F$. Тогда динамический ход сжатия для нагруженной машины

$$x_c' = x_{Bx} + x_{k_{\partial}}'. \quad (18)$$

Характеристика рессоры для нагруженной машины

$$Q_x = G' \left(\frac{l_o}{l_o + x} \right)^x \quad \text{при } x_{Bx} \leq x,$$

$$Q_x = G \left(\frac{l_{0B}}{l_{0B} + x_{BX} + x} \right)^x \text{ при } x_{BX} > x \geq x'_c. \quad (19)$$

Динамический ход сжатия x для груженой машины определяется по формуле (2), а характеристика рессоры для груженой машины

$$Q_x = G \left(\frac{l_0}{l_0 + x} \right)^x \text{ при } 0 \geq x \geq x_c;$$

$$Q_x = G \left(\frac{l_{0B}}{l_{0B} + x} \right)^x \text{ при } 0 \geq x \geq x'_c, \quad (20)$$

где $l_{0B} = V_c' / F$.

Полученные зависимости для расчета характеристик гидропневматической рессоры позволяют рассчитывать характеристики также и для других значений Q_x , отличных от рассмотренных в первом и втором случаях. Такая необходимость может возникнуть, если частота колебаний ω при амплитуде $x \approx \approx 0,5x_c$ будет отличаться от ω_0 больше чем на 10–15%. В этом случае точку В включения в работу второго упругого элемента следует сдвигать в сторону точки O' .

УДК 629.118.68.073

Е.И. Белопол, В.М. Беляев, канд. техн. наук

АВТОКОЛЕБАНИЯ ПЕРЕДНЕГО УПРАВЛЯЕМОГО КОЛЕСА МОТОЦИКЛА

При движении мотоцикла по дороге на переднем, управляемом колесе возможно самовозбуждение колебаний типа "шимми". Эти колебания состоят из поворота колес относительно оси рулевой колонки и из поперечных смещений. Явление "шимми" связано с конечной величиной жесткости шины и передней вилки.

Составим уравнения связей в системе дорога – колесо – вилка при качении колеса на основании теории Келдыша [1]. Положение рассматриваемой системы определяется четырьмя обобщенными координатами (рис. 1): углом ψ , углом θ и параметрами деформации шины ξ и φ . Зависимый параметр

деформации шины χ (см. рис. 1) можно выразить через φ и θ :

$$\sin \chi = \sin \psi \cos \theta$$

или для малых углов

$$\chi = \psi . \quad (1)$$

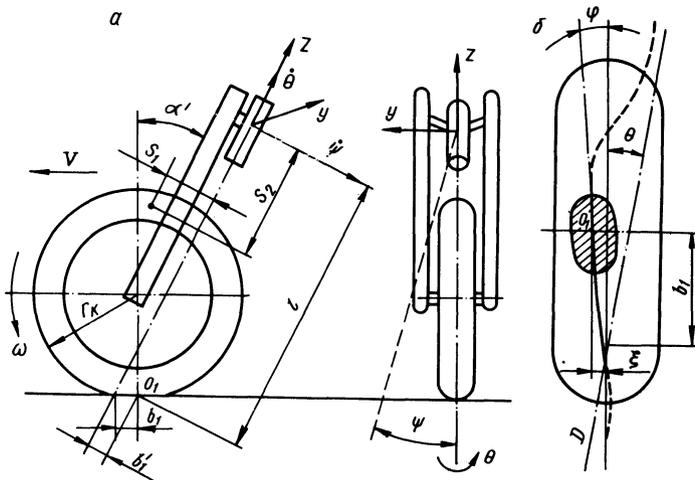


Рис. 1. Расчетная схема: а - передней вилки; б - увода упругого пневматика.

В работе [2] установлены два неголономных условия качения упругого колеса: 1) касательная к линии качения шины совпадает с большой осью эллипса площади контакта; 2) кривизна на линии качения однозначно определяется параметрами деформации ξ , φ и χ .

Первое условие приводит к соотношению

$$\frac{d}{dS} (1 \psi + b_1' \theta + \xi) + \theta + \varphi = 0, \quad (2)$$

где $S = vt$ - путь, пройденный центром площадки контакта O_1 ; v - скорость мотоцикла; b_1 - вылет вилки мотоцикла; $b_1' = b_1 \cos \alpha'$ - расстояние от оси вращения рулевой колонки до точки O_1 ; α' - угол от вертикали до оси вращения рулевой колонки.

Из второго условия получаем выражение

$$\frac{d}{dS} (\theta + \varphi) = \alpha \xi + \beta \varphi, \quad (3)$$

где α и β - постоянные, определяемые экспериментально [2].

Составим линеаризованные уравнения движения передней вилки при условии малых отклонений. Рассматриваемая система характеризуется функцией Лагранжа

$$L = T - \Pi. \quad (4)$$

Кинетическая энергия системы T определяется выражением

$$T = \frac{1}{2} (I_x \dot{\psi}^2 + J_z \dot{\theta}^2 + 2J_{xz} \dot{\psi} \dot{\theta} + 2J_1' \omega \theta \dot{\psi}).$$

Потенциальная энергия системы состоит из энергии деформации шины и энергии упругой деформации передней вилки

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} [c_x \psi^2 + c_z \theta^2 + (a \xi^2 + b \varphi^2 + \rho N_1 x^2 + \\ + 2 \sigma_1 N_1 \xi x)] = \frac{1}{2} (c_x + \rho N_1) \psi^2 + \frac{1}{2} (a \xi^2 + b \varphi^2) + \\ + \frac{1}{2} c_z \theta^2 - \sigma N_1 \xi \psi, \end{aligned}$$

где J_x - момент инерции вилки с колесом относительно оси x ; J_z - момент инерции вилки с колесом относительно оси z ;

J_{xz} - центробежный момент инерции вилки в сборе с колесом относительно осей x и z ; J_1' - момент инерции переднего колеса относительно оси вращения; c_x - крутильная жесткость вилки относительно оси x ; c_z - крутильная жесткость вилки относительно оси z ; a - боковая жесткость шины; b - угловая жесткость шины; ρ - радиус поперечного сечения не обжатой шины; σ - параметр шины, определяемый экспериментально; N_1 - нормальная реакция, величину которой будем считать постоянной.

Выражения обобщенных сил, действующих в динамической системе, полученные через выражение виртуальной работы, с учетом демпфирования в головке рулевой колонки имеют вид

$$Q_\psi = - N_1 \cos \alpha' (1\psi + b_1' \theta);$$

$$Q_\theta = - N_1 b_1' (\cos \alpha' \psi + \sin \alpha' \theta) - K \theta.$$

Уравнение Лагранжа 2-го рода для передней вилки мотоцикла имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial L}{\partial \psi} + 1 \frac{\partial L}{\partial \xi} - Q_\psi = 0; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial L}{\partial \theta} + b_1' \frac{\partial L}{\partial \xi} + \frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Подставив в систему (5) функцию Лангража (4) и произведя некоторые преобразования уравнений, а также добавив уравнения неголономных связей (2) и (3), преобразованные с помощью соотношения $S = v t$, получим систему:

$$\left. \begin{aligned}
 & J_x \ddot{\psi} + J_{xz} \ddot{\theta} + J_1' \omega \dot{\theta} + \{c_x + N_1 [\rho - 1 (\sigma - \cos \alpha')]\} \psi + \\
 & + (N_1 \sigma - 1 a) \xi + N_1 b_1' \cos \alpha' \cdot \theta = 0 ; \\
 & J_z \ddot{\theta} + J_{xz} \ddot{\psi} - J_1' \omega \dot{\psi} + K \dot{\theta} + (c_z + N_1 b_1' \sin \alpha') \theta - \\
 & - N_1 b_1' (\sigma - \cos \alpha') \psi - b_1' a \xi - b \varphi = 0 ; \\
 & I \dot{\psi} + b_1' \dot{\theta} + \xi + v \theta + v \varphi = 0 ; \\
 & \dot{\theta} + \dot{\varphi} - \alpha v \xi + \beta v \varphi + \gamma v \dot{\psi} = 0 .
 \end{aligned} \right\} (6)$$

Это система четырех линейных дифференциальных уравнений относительно четырех неизвестных функций $\psi(t)$, $\theta(t)$, $\xi(t)$ и $\varphi(t)$.

Так как система имеет шестой порядок, то решение ее весьма громоздко. Поэтому для приближенной инженерной оценки поведения управляемого колеса в дорожных условиях целесообразно понизить порядок системы дифференциальных уравнений,

Понижение порядка на единицу возможно с применением обобщенной теории увода. Согласно этой теории [2], коэффициент увода можно выразить двояко:

$$\eta = \frac{\beta}{\alpha} \quad \text{и} \quad \eta = \frac{K}{a}, \quad (7)$$

где K — коэффициент сопротивления уводу.

Параметры деформации шины φ и ξ связаны соотношением

$$\xi = \eta \varphi. \quad (8)$$

Согласно [3] можно принять параметр шины

$$\sigma \approx 1. \quad (9)$$

Подставив в систему (6) выражения (7), (8) и (9) и проведя преобразования, получим

$$\left. \begin{aligned}
 & J_x \ddot{\psi} + J_{xz} \ddot{\theta} + J_1' \omega \dot{\theta} + \left\{ c_x + N_1 [\rho - 1 (1 - \cos \alpha')] \right\} \psi + \\
 & + (N_1 - 1 a) \eta \varphi + N_1 b_1' \cos \alpha' \theta = 0; \\
 & J_z \ddot{\theta} + J_{xz} \ddot{\psi} - J_1' \omega \dot{\psi} + K \dot{\theta} + (c_z + N_1 b_1' \sin \alpha') \theta - \\
 & - N_1 b_1' (1 - \cos \alpha') \psi - (b_1' a \eta + b) \varphi = 0; \\
 & (\eta - b_1') \dot{\varphi} + v \varphi + 1 \psi - b_1' \gamma v \varphi + v \theta = 0.
 \end{aligned} \right\} (10)$$

Система (10) имеет пятый порядок и содержит лишь три неизвестные функции $\theta(t)$, $\psi(t)$ и $\varphi(t)$. С помощью данной системы можно исследовать автоколебания переднего колеса одноколейного транспортного средства. Она позволяет исследовать влияние таких конструктивных параметров, как жесткость перьев, моментов инерции вилки и величины коэффициента демпфирования в вилке. Следовательно, это даст возможность выбрать оптимальные значения этих параметров, позволяющие уменьшить или полностью устранить явление автоколебания управляемого колеса.

Для предварительной оценки автоколебаний управляемого колеса можно произвести понижение порядка системы дифференциальных уравнений, рассмотрев случай, когда крутильная жесткость перьев передней вилки мотоцикла относительно оси x очень большая, т.е. $c_x = \infty$.

В результате система примет вид

$$\left. \begin{aligned}
 & J_z \ddot{\theta} + K \dot{\theta} + (c_x + N_1 b_1' \sin \alpha') \theta - (b + b_1' a \eta) \varphi = 0; \\
 & b_1' \dot{\theta} + v \theta + \eta \dot{\varphi} + v \varphi = 0.
 \end{aligned} \right\} (11)$$

Полученная система двух линейных дифференциальных уравнений имеет 3-й порядок. Решение системы производилось по способу, описанному в работе [2]. Решение приводит к алгебраическому уравнению, связывающему параметры мотоцикла на границе устойчивости, или иначе - критические параметры:

$$(J_z v + \eta K) [c_z \eta + N_1 b_1' \sin \alpha' \eta + Kv + b_1' (b + b_1' a \eta)] - J_z v \eta (c_z + N_1 b_1' \sin \alpha' + b + b_1' a \eta) = 0. \quad (12)$$

Из уравнения (12) легко получить наименьшее (критиче-

ское) значение демпфирования, обеспечивающее устойчивость системы при данной скорости движения.

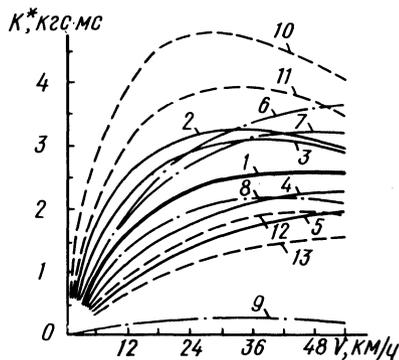
Кроме того, из решения системы (11) получена зависимость для определения частоты системы ω на границе устойчивости

$$\omega = \sqrt{\frac{c_z + N_1 b_1' \sin \alpha' + b + b_1' a \gamma}{I_z + \frac{K \gamma}{v}}}. \quad (13)$$

По зависимостям (12) и (13) рассчитаны значения критического демпфирования и частоты автоколебаний для мотороллера "Турист". Значения постоянных, входящие в уравнения (12) и (13) и соответствующие данному мотороллеру, приведены в табл. 1.

Расчеты критического демпфирования K^* проведены для различных значений скорости движения, жесткости, момента инерции и вылета вилки. Эти кривые приведены на рис. 2. Здесь каждая кривая делит плоскость на области устойчивости (выше кривой) и неустойчивости (ниже кривой).

Рис. 2. Величина критического демпфирования в зависимости от скорости при различных значениях параметров мотороллера: 1 - при параметрах серийного мотороллера; 2 - при величине крутильной жесткости вилки $0,33c_\theta$; 3 - $0,5c_\theta$; 4 - $2c_\theta$; 5 - $3c_\theta$; 6 - при величине вылета вилки $b_1' = 15$ см; 7 - $b_1' = 10$ см; 8 - $b_1' = 5$ см; 9 - $b_1' = 0$ см; 10 - при значении момента инерции вилки $5J$; 11 - $3J$; 12 - $0,5J$; 13 - $0,33J$.



Как видно из графиков, с увеличением скорости движения величина критического демпфирования сначала возрастает, достигая наибольшего значения, а затем убывает.

Таблица 1

J_z (кгс·см·с ²)	γ (см)	K ($\frac{\text{кгс}}{\text{град}}$)	c_z ($\frac{\text{кгс·м}}{\text{град}}$)	N_1 (кгс)	b_1' (см)	b ($\frac{\text{кгс·м}}{\text{град}}$)	a ($\frac{\text{кгс}}{\text{см}}$)
5,771	87,88	100,0	2,0	101	7,61	0,33	65,2

На рис. 3 приведена кривая зависимости критической частоты автоколебаний от скорости движения мотороллера.

При использовании выведенных в данной работе точных уравнений связи при качении управляемого колеса мотоцикла

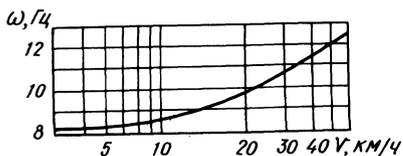


Рис. 3. Зависимость частоты колебаний передней вилки от скорости движения.

(6) и приближенных уравнений (11) следует помнить, что уравнения получены в предположении, что вилка жестко закреплена в верхней части. Поэтому, когда руль мотоцикла находится в руках водителя, следует ожидать более высоких значений требуемого критического демпфирования при данной скорости, а также более низких значений критической частоты автоколебаний.

Л и т е р а т у р а

1. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неголономных систем. М., 1967. 2. Крылов О.В., Гродко Л.Н. Инженерный метод расчета автоколебаний управляемых колес автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1971, № 8. 3. Хачатуров А.А., Яковлев В.В. К модели качения эластичного колеса при нормальных углах развала и наклона площади контакта. - В сб.: Устойчивость движения и плавность хода автомобиля. М., 1972.

УДК 629.113

А.И. Гришкевич, докт. техн. наук,
Д.В. Рожанский

ИССЛЕДОВАНИЕ НА ЭВМ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПО БЕЗДОРОЖЬЮ

Автомобили высокой проходимости оборудуются межосевыми и межколесными блокирующимися дифференциалами. Моделирование их движения по бездорожью проводится с целью исследования влияния параметров блокирующегося дифференциала на их проходимость.

Характерная особенность движения автомобиля по бездорожью – наличие буксования ведущих колес не только вследствие упругой деформации шины, но и из-за слабых сцепных свойств грунта. В этом случае моделирование проводится с учетом динамики колеса.

К ведущим колесам подводится от двигателя крутящий момент, который зависит от включенной передачи, угловой скорости вращения коленчатого вала и степени загрузки двигателя. Если момент, подведенный к колесу, превысит максимально возможную величину, определенную по условиям сцепления с грунтом, ведущее колесо начнет буксовать. В этом случае момент, подведенный к колесу от двигателя, будет больше момента силы тяги, реализуемой в зоне контакта колеса с грунтом. Угловое ускорение колеса, а следовательно, и степень его буксования зависят от величины разности между этими двумя моментами. Нарастание числа оборотов колеса будет продолжаться до тех пор, пока подводимый к колесу момент не уравнивается по величине с тяговым моментом. Равенство упомянутых моментов может достигаться: 1) из-за уменьшения крутящего момента двигателя вследствие возрастания угловой скорости вращения коленчатого вала или снижения его загрузки; 2) вследствие улучшения сцепления колеса с грунтом и возрастания тягового момента; 3) в результате уменьшения момента, подводимого к буксующему колесу вследствие блокировки дифференциала.

Если величина тягового момента, возможного для реализации в данных дорожных условиях, превысит величину момента, подведенного к колесу, буксование станет уменьшаться.

Величину момента силы тяги (в Н·м) можно определить по формуле

$$M_k = Y R r_d,$$

где $Y R r_d$ – относительная сила тяги; R – нормальная реакция грунта на колесо, Н; r_d – динамический радиус колеса автомобиля, м.

$$Y = P_k / R,$$

где P_k – сила тяги ведущего колеса автомобиля, Н.

Относительная сила тяги зависит от степени буксования колеса и вида грунта. Значение относительной силы тяги для конкретных дорожных условий определяется по формуле

$$Y = \varphi \beta (\Delta),$$

где φ – коэффициент сцепления при оптимальном для данной шины и грунта буксовании; $\beta(\Delta)$ – зависимость, показывающая изменение сцепления от величины буксования.

При моделировании значения коэффициентов сцепления φ_1 и φ_2 под колесами автомобиля задаются с помощью генератора случайных величин. В результате фильтрации случайного процесса с равномерным законом распределения, который дает генератор, формируются нормально распределенные случайные величины коэффициентов сцепления φ_1 и φ_2 под правым и левым ведущими колесами автомобиля. Изменяя параметры фильтра, можно добиться требуемого математического ожидания и дисперсии полученного случайного процесса. Корреляция значений коэффициентов φ_1 и φ_2 осуществляется путем смешивания в нужной пропорции случайных процессов для правого и левого колес автомобиля.

При введении в модель самоблокирующегося дифференциала необходимо учитывать перераспределение крутящих моментов между отстающим и забегающим колесами, которое наступает при блокировке дифференциала. В результате блокировки на буксующее колесо станет передаваться меньший момент, что снизит или прекратит его скольжение. Уменьшение момента на буксующем колесе в случае применения самоблокирующегося дифференциала повышенного трения составит половину величины момента трения в дифференциале. В таких самоблокирующихся дифференциалах момент трения зависит от степени буксования колеса. Эти зависимости имеют конкретный вид для каждого типа дифференциала.

На рис. 1 представлена блок-схема алгоритма моделирования движения автомобиля с самоблокирующимся дифференциалом по бездорожью. Предполагается, что независимой переменной, по которой ведется интегрирование, является путь.

Ниже приводятся пояснения к блок-схеме.

1. Определение времени движения автомобиля t , с; v_a – скорость автомобиля в начале участка dS , км/ч.

2. Частота вращения коленчатого вала двигателя n_e (об/мин) вычисляется исходя из передаточного числа трансмиссии $i_{тр}$, скорости автомобиля v и приращения числа оборотов ведущих колес Δn_1 и Δn_2^a (об/мин) вследствие их буксования в начале участка dS .

3. Крутящий момент двигателя M_e (Н·м) находится в зависимости от угловой скорости коленчатого вала.

4. Определение крутящего момента, подводимого к дифференциалу M_o (Н·м); $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

5. Буксование ведущего колеса Δ вычисляется как отношение приращения линейной скорости колеса к скорости автомобиля.

6. Момент сопротивления в дифференциале относительно вращению ведущих колес M_r (Н·м) определяется в зависимости от степени их относительного буксования Δ .

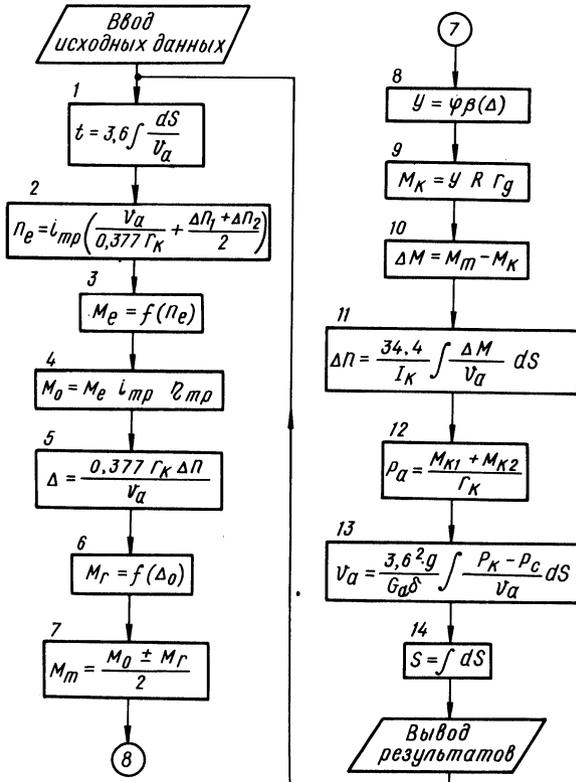


Рис. 1. Блок-схема алгоритма моделирования движения автомобиля по бездорожью.

7. Зная момент, подводимый к дифференциалу M_0 , и момент сопротивления в дифференциале M_r , можно определить величину момента на колесе M_k (Н·м) (знак "+" принимается для отстающего колеса, знак "-" для забегающего).

8. Нахождение относительной силы тяги колеса y .

9. Вычисление момента силы тяги на ведущем колесе M_k (Н·м).

10. Определение разности ΔM (Н·м) между моментом, подведенным к колесу, и моментом силы тяги.

11. Приращение оборотов колеса Δn (об/мин) вследствие буксования в конце участка dS вычисляется путем интегрирования дифференциального уравнения движения колеса,

I_k ($\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$) – момент инерции колеса.

12. Сила тяги автомобиля P_a (Н) находится как сумма сил тяги на ведущих колесах.

13. Скорость автомобиля v (км/ч) в конце участка dS определяется интегрированием дифференциального уравнения движения автомобиля; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; G_a (Н) – полный вес автомобиля; δ – коэффициент учета вращающихся масс; P_c (Н) – суммарная сила сопротивления движению автомобиля.

14. Вычисление пройденного пути S , м.

Согласно описанному выше алгоритму, на ЭЦВМ "Наири-2" было исследовано движение автомобиля по дороге со случайными значениями коэффициентов сцепления, реализация которых представлена на рис. 2 (процесс 1 и 2).

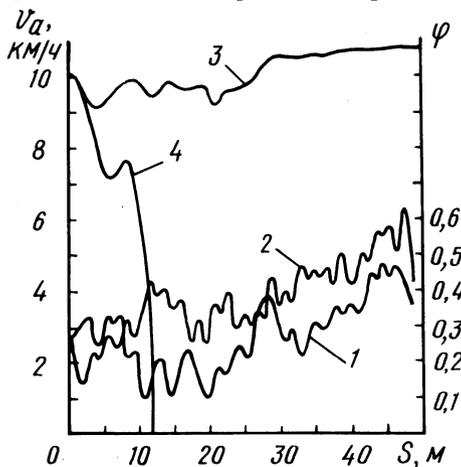


Рис. 2. Результаты моделирования движения автомобиля по бездорожью.

В одном случае моделировался автомобиль, оборудованный автоматической системой блокировки дифференциала, которая позволяет поддерживать величину относительного буксования ведущих колес в заданных пределах.

Результаты моделирования показывают, что автомобиль, оборудованный дифференциалом с автоматической блокировкой, уверенно преодолевает данный участок бездорожья (кривая 3, рис. 2). В то же время для такого же автомобиля без системы автоматической блокировки дифференциала этот участок оказался непроходимым (кривая 4, рис. 2).

Разработанный алгоритм расчета режимов движения автомобиля по дорогам с ограниченным сцеплением позволяет анализировать влияние характеристик дифференциала на проходимость автомобиля. Исследования, выполненные по настоящей программе, показали перспективность применения на автомобилях высокой проходимости дифференциалов с автоматическим регулированием момента блокировки.

УДК 629.114.456.2.073

А.И. Гришкевич, докт. техн. наук,
Б.Л. Кулаковский

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ АВТОМОБИЛЬНОЙ ЦИСТЕРНЫ НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЖИДКОСТИ С ЕЕ ВНУТРЕННИМИ СТЕНКАМИ

При движении целиком заполненной автомобильной цистерны центр массы жидкости остается неизменным при любых маневрах автомобиля, поэтому расчет опрокидывающих сил и моментов производится на основании известных положений теории устойчивости автомобиля.

Задача значительно усложняется, если внутренняя полость цистерны заполнена жидкостью частично. В этом случае при маневрировании автоцистерны жидкость перемещается и деформируется с изменением положения центра массы жидкости. В результате в цистерне возникают дополнительные силы от динамического взаимодействия жидкости со стенками цистерны. Эти силы могут значительно влиять на устойчивость автомобиля.

Для выяснения поведения жидкости в частично заполненной емкости проведена киносъемка движения жидкости в цистерне с прозрачными стенками в реальных условиях движения автомобиля. Замечено, что при входе автомобиля в поворот жидкость накатывается вперед и в сторону, противоположную повороту. За время поворота наблюдается устойчивое без колебаний состояние жидкости. Свободная поверхность ее оказывается наклоненной под некоторым углом к горизонту (рис. 1) и имеет форму параболоида вращения. Поскольку ось вращения вынесена за пределы ограниченного объема жидкости, то стенки емкости отсекают только часть поверхности параболоида вращения. Если радиус поворота велик по сравнению с размерами цистерны, что имеет место в реальных условиях, то в первом приближении

можно считать, что поверхность плоская и угол между результирующей силой N и центробежной силой P_y составит

$$\beta = \text{arctg} \frac{g}{\omega^2 R} \quad (1)$$

где ω – угловая скорость поворота автомобиля; R – радиус поворота центра массы жидкости.

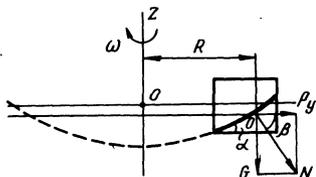


Рис. 1. Форма поверхности жидкости в повороте.

Как показывают натурные наблюдения и фотоматериалы, при повороте автомобиля центр массы жидкости расположен выше центра массы жидкости, находящейся в состоянии покоя, а это значит, что жидкость в процессе входа автомобиля в поворот приобретает определенный запас потенциальной энергии. Эта энергия в последующем превращается в кинетическую энергию движущейся жидкости и создает дополнительную ударную нагрузку на боковые стенки цистерны. Максимальная опрокидывающая сила ударного взаимодействия потока жидкости со стенкой цистерны получается при следующем изменении траектории движения автомобиля: поворот, обратный поворот.

Момент движения автомобиля в обратном повороте наиболее опасен по заносу или опрокидыванию, так как при этом наблюдаются наиболее сильные удары потока движущейся жидкости в стенки цистерны.

Так как достаточно приемлемой теории волнового движения жидкости в ограниченных объемах в настоящее время нет, исследование влияния формы цистерны, степени ее заполнения, величины бокового ускорения на взаимодействие жидкости со стенками цистерны выполнялось экспериментально. Исследования проводились на установке (рис. 2), состоящей из тележки 4, на площадке которой были закреплены две балочки 10 с наклеенными на них тензорезисторами. На тензометрических балочках 10 крепилась монтажная рама 9 с исследуемой цистерной 6. На раме 9 устанавливали также датчик ускорений 5. Тележка 4 посредством троса 7 и сменного груза 11 могла перемещаться по направляющим. С осью блока 12 связан ротор тахогенератора, предназначенного для регистрации скорости

движения тележки 4. С противоположной стороны тележки закреплен трос 3, связанный с упругим элементом 2. Последний обеспечивает заданное замедление тележки. Тележка в исходном положении фиксируется стопором 1. Величина массы сменного груза 11 определяет ускорение разгона тележки аналогично действию центробежной силы при повороте автомобиля.

После приведения в действие установки стопором 1 тележка начинает двигаться равноускоренно с ускорением j_1 . Поверхность жидкости в зависимости от величины ускорения принимает наклонное положение под углом

$$\alpha = \arctg \frac{j_1}{g}. \quad (2)$$

Ввиду того, что размеры цистерны незначительны по сравнению с величиной радиуса поворота, экспериментальная форма

наклонной поверхности (ровная плоскость) жидкости мало отличается от реальной. При замедлении тележки под действием пружины 2 потенциальная энергия жидкости превращается в кинетическую. С увеличением замедления, что в реальных условиях соответствует увеличению угловой скорости обратного поворота цистерны, происходит увеличение кинетической энергии с возрастанием опрокидывающего момента.

Некоторые результаты исследований показаны на графике (рис. 3). На графике приведена зависимость отношения боковой силы P_6 к общей массе, включающей шасси и цистерну. Анализ экспериментальных исследований показал, что при различной степени заполнения цистерны (25, 50, 75%) и замедлении j_2/g в диапазоне 0,3 - 0,8 величина силового взаимодействия жидкости со стенкой цистерны P_6 зависит от периода колебания жидкости, высоты расположения центра массы жидкости и гидравлического сопротивления движения жидкости внутри цистерны. В свою очередь влияние этих факторов связано с формой сечения цистерны. Так, при степени заполнения 25% было установлено (рис. 3), что

$$T_{\text{э}} > T_{\text{пр}} > T_{\text{кр}}; \quad P_6^{\text{э}} > P_6^{\text{пр}} > P_6^{\text{кр}}, \quad (3)$$

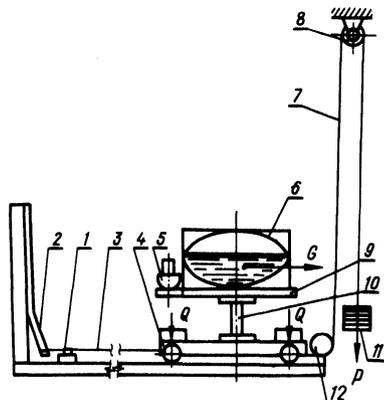


Рис. 2. Схема экспериментальной установки.

где $T_{\text{э}}$; $T_{\text{пр}}$; $T_{\text{кр}}$ – соответственно период колебания жидкости в цистернах эллиптической, прямоугольной и круглой форм. Для P_6 приняты аналогичные индексы.

Из приведенных данных можно сделать вывод, что с увеличением периода увеличивается и сила взаимодействия P_6 , так как приток кинетической энергии происходит за большой промежуток времени. При степени заполнения 50 и 75% величина опрокидывающей силы в цистерне круглой формы – максималь-

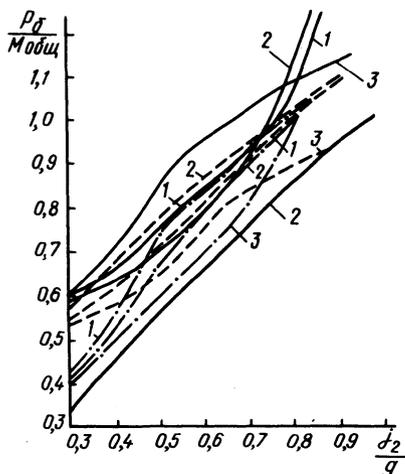


Рис. 3. График зависимости отношения P_6 к $M_{\text{общ}}$ от замедления, степени заполнения прямоугольной, круглой и эллиптической цистерн: 1 – прямоугольная цистерна; 2 – круглая; 3 – эллиптическая; --- при 25% заполнения; - - - - при 50%; - · - · при 75% и — при 100% заполнения.

ная, а в эллиптической – минимальная. Причем определяющими для P_6 являются высота центра массы и сопротивление движению потока жидкости. С увеличением замедления j_2 наблюдается быстрый рост силы P_6 в цистерне прямоугольной формы, особенно при 75% степени заполнения. Происходит это из-за местных сопротивлений, возникающих в результате резкого изменения направления движения потока жидкости в углах цистерны. С увеличением значения j_2 на величину P_6 начинает оказывать влияние верхний угол цистерны, где образуется пространство, в котором собирается жидкость.

На основании экспериментов можно сделать вывод, что худшей поперечной устойчивостью при 50 – 75% заполнения обладают автомобили с прямоугольной и круглой цистернами. С увеличением бокового ускорения j_2 поперечная устойчивость автомобиля с прямоугольной цистерной ухудшается.

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСЕВОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА В СБОРЕ С ШИНОЙ

При определении параметров динамических систем машинных агрегатов транспортных машин необходимо знать величины осевых моментов инерции колес в сборе с шиной. Наиболее точно величина момента инерции может быть установлена экспериментально. Однако поставить эксперимент не всегда возможно.

Поиск в технической литературе справочных данных по величинам моментов инерции затруднителен, так как эти сведения рассредоточены по различным источникам, приводятся не для всех размеров шин и зачастую противоречивы.

Цель настоящей работы – на основе подобия конструктивных характеристик шин различного размера дать метод определения осевых моментов инерции автомобильных шин в сборе с колесами. При этом используются приведенные в технической литературе [1 – 4] справочные данные по моментам инерции, определенным экспериментально, для наиболее распространенных видов автомобильных шин тороидального профиля.

В процессе систематизации и анализа характеристик шин они были подразделены на три группы – шины для легковых, грузовых и карьерных автомобилей–самосвалов.

Подобие конструктивных характеристик шин, в пределах каждой группы, определяется коэффициентом подобия K_{Π} .

$$K_{\Pi} = \frac{B}{r_{\text{ст}} n_{\text{сл}}},$$

где B – габаритная ширина профиля шины, м; $r_{\text{ст}}$ – статистический радиус шины, м; $n_{\text{сл}}$ – число слоев каркаса шины.

Численные значения K_{Π} находятся в пределах: для карьерных автомобилей–самосвалов 0,01 – 0,022, грузовых 0,035 – 0,046, легковых 0,08 – 0,14.

Значения моментов инерции, полученные в эксперименте, для колес с шинами ($J_{\text{э}}$) указанных групп автомобилей представлены на рис. 1 тремя кривыми в функциональной зависимости от статических радиусов шин.

Величины моментов инерции могут быть получены и расчетным путем ($J_{\text{р}}$) по подобранным для графических зависимостей эмпирическим формулам, представленным в табл. 1.

Т а б л и ц а 1. Экспериментальные и расчетные характеристики осевых моментов инерции автомобильных колес в сборе с шиной

№ п/п	Размер шины	Марка автомобиля	$\Gamma_{ст}, м$	п сл	$K_{п} = \frac{\Gamma_{ст}}{\Gamma_{ст} \cdot \Pi_{сл}}$	$J_{э}$ кгс·м·с ²	Уравнение	$J_{р}$ кгс·м·с ²	$\Delta J, \%$
Легковые автомобили									
1	5.20-13	ЗАЗ-965	0,283	4	0,1170	0,0548	$J_p = 44,20 \Gamma_{ст}^{2,25}$	0,0585	6,8
2	6.00-13	АЗЛК-412	0,290	4	0,1310	0,0744		0,0655	10,6
3	6.15-13	ВАЗ-2101	0,300	4	0,1350	0,0910		0,0795	12,6
4	5.60-15	МЗМА-407	0,315	4	0,1130	0,0979		0,1027	4,9
5	6.40-15	МЗМА-410	0,331	6	0,0820	0,1200		0,1331	10,9
6	6.70-15	М-21	0,335	4	0,1270	0,1251		0,1419	13,4
7	6.00-16	М-20	0,345	4	0,1100	0,1538		0,1655	7,6
8	6.50-16	УАЗ-450	0,365	6	0,0750	0,2260		0,2226	1,5
9	8.40-15	УАЗ-460Б	0,370	6	0,0960	0,2790		0,2391	14,3
Грузовые автомобили									
10	8.25-20	ГАЗ-53А	0,460	10	0,0455	0,9530	$J_p = 111,30 \Gamma_{ст}^{2,17}$	0,9159	3,9
11	10.00-18	ГАЗ-63	0,475	12	0,0445	1,079		1,1160	3,4
12	260-20	ЗИЛ-130	0,490	10-12	0,0482	1,233		1,3490	9,4
13	11.00-20	МАЗ-514	0,510	12-14	0,0421	1,830		1,7310	5,4
14	12.00-20	КрАЗ-256Б	0,537	14-16	0,0378	2,530		2,3800	5,9
15	15.00-20	КрАЗ-214	0,600	18	0,0353	4,578		4,7210	3,1
Карьерные автомобили-самосвалы									
16	18.00-25	БелАЗ-540	0,745	28	0,0219	18,000*	$J_p = 33,67 \Gamma_{ст}^{2,26}$	17,30	3,9
17	17.00-32	МАЗ-525	0,800	24	0,0224				
18	18.00-32	МАЗ-530	0,810	24	0,0235				
19	20.00-33	БелАЗ-548	0,885	28	0,0205	24,000*		25,54	6,4
20	24.00-49	БелАЗ-549	1,200	45-48	0,0109	52,000*		50,75	2,4

* определено расчетом (путем суммирования моментов инерции для элементов шины и колеса).

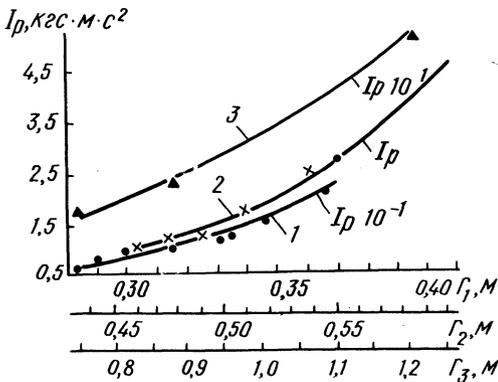


Рис. 1. График зависимости величины осевого момента инерции автомобильных колес в сборе с шиной от статического радиуса шины

В большинстве случаев расчеты по эмпирическим формулам, как показывает проверка, дают погрешность (ΔJ) (см. табл. 1) относительно экспериментальных значений в пределах 10%.

Такая точность допустима во многих расчетах динамических систем машинных агрегатов транспортных машин.

Предлагаемые в работе графические зависимости и эмпирические формулы позволяют существенно уменьшить трудоемкость (при сохранении достаточной точности) процесса определения осевых моментов инерции автомобильных колес в сборе с шинами.

Л и т е р а т у р а

1. Анохин В.И. Советские автомобили. М., 1954. 2. Кнороз В.И., Шелухин А.С. Моменты инерции автомобильных колес. - "Автомобильная промышленность", 1960, № 9. 3. Краткий автомобильный справочник. М., 1971. 4. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., 1972.

УДК 629.113 - 585 - 233.2

Л.И. Офенгейм, Е.Н. Аязмова,
А.Т. Ковальков, канд-ты техн.наук,
Л.Е. Фомина

РАСЧЕТ НА ЭЦВМ СРОКА СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Выбор оптимальных параметров подшипников качения для агрегатов и узлов трансмиссии автомобиля базируется на длительных и трудоемких расчетах. В целях сокращения затрат на проведение расчетов подшипников Лабораторией подшипников НАМИ и Проблемной лабораторией автомобилей БПИ разработан алгоритм и составлена программа для расчета с помощью ЭЦВМ срока службы подшипников трансмиссии по контактной усталости.

Алгоритм составлен на основе известных положений теоретической механики с учетом ГОСТ 18855-73 и результатов исследований условий работы подшипников трансмиссии, проводившихся длительное время Лабораторией подшипников НАМИ и Проблемной лабораторией автомобилей БПИ. Программа составлена на языке "Фортран" применительно к ЭЦВМ "Минск-32" и

ЕС-1020. С помощью программы можно производить как проверочный, так и проектировочный расчет подшипников.

Поскольку любой агрегат трансмиссии автомобиля представляет собой комплекс валов с размещенными на них зубчатыми колесами, алгоритм и программа расчета составлены для двухопорного вала, имеющего в общем случае m зубчатых колес и одну пару дополнительных радиальных нагрузок x^* и z^* (рис. 1).

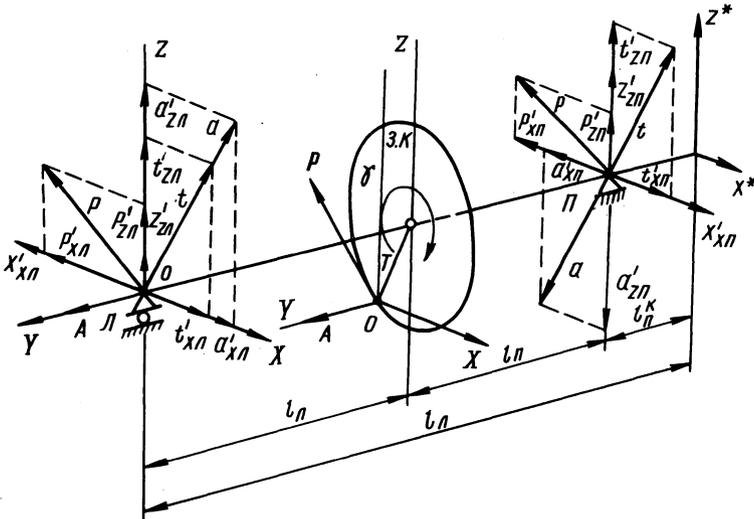


Рис. 1. Расчетная схема вала.

В расчетные зависимости для определения усилий в зубчатом зацеплении и реакций на опорах введены дополнительные коэффициенты, благодаря которым усилия в зубчатом зацеплении и реакции опор правильно сориентированы относительно координатных осей. Центры координатных осей располагают на опорах вала и зубчатых колесах. Это дает возможность рассчитывать подшипники агрегатов как с плоским, так и с пространственным расположением валов.

Согласно программе рассчитываются: усилия в зубчатом зацеплении, реакции на опорах вала, эквивалентные динамические нагрузки на подшипники, корректирующие коэффициенты $k_{\partial 1}$ (коэффициент динамических нагрузок) и $k_{\partial 3}$ (коэффициент радиального зазора); срок службы подшипника (проверочный расчет) и требуемая эффективная динамическая грузоподъемность подшипника $C_{тр.эфф}$ (проектировочный расчет).

Для проведения расчетов на ЭЦВМ в качестве исходных данных должны быть введены:

а) параметры нагрузочного режима агрегата (максимальный рабочий крутящий момент на входном валу агрегата M , коэффициент нагрузки K_H , относительная продолжительность работы автомобиля на каждой передаче γ , расчетные обороты входного вала агрегата, планируемый пробег автомобиля до первого капитального ремонта агрегата);

б) конструктивные параметры зубчатых колес и подшипников качения, расстояния от зубчатых колес до опор вала, дополнительные коэффициенты – признаки, учитывающие конструктивные особенности зубчатых колес и подшипников и условия их работы в агрегате, а также ряд других необходимых для расчета технических данных автомобиля.

Параметры нагрузочного режима агрегата задаются либо на основании имеющихся экспериментальных данных, либо назначаются по рекомендациям проекта руководящих технических материалов по выбору и расчету подшипников, разработанных НАМИ и БПИ. Все остальные исходные данные определяются по рабочим чертежам агрегата и техническим характеристикам автомобиля.

Машинный счет производится в такой последовательности:

I. Рассчитываются окружное ($P_{окр}$), радиальное (T) и осевое (A) усилия в зубчатом зацеплении

$$P_{окр} = M \frac{i \varphi \textcircled{b}}{r_{cp}} ; \quad (1)$$

$$T = M \frac{i \varphi}{r_{cp}} \frac{\text{tg} (\alpha + \rho) \cos \delta + \textcircled{c} \sin \beta \sin \delta}{\cos \beta} ; \quad (2)$$

$$A = M \frac{i \varphi \textcircled{m}}{r_{cp}} \frac{\text{tg} (\alpha + \rho) \sin \delta - \textcircled{c} \sin \beta \cos \delta}{\cos \beta} . \quad (3)$$

II. Рассчитываются проекции на координатные оси реакций опор от усилий в зубчатом зацеплении ($P_{окр}$, T и A) и от дополнительных радиальных нагрузок x^* и z^* (расчетные формулы приводятся в табл. 1), а также суммарные радиальные реакции на каждой опоре.

III. Рассчитываются эквивалентные динамические нагрузки на опоры (P) и корректирующие коэффициенты $k_{\alpha 1}$ и $k_{\alpha 3}$.

IV. Рассчитывается требуемая единичная динамическая грузоподъемность подшипника на один километр пробега автомобиля

$$C_{1гр} = \left\{ \frac{1}{2\pi r_k 10^3} \sum [(P k_{\alpha 1} k_{\beta})^m \gamma^i i_{п-к}] \right\}^{\frac{1}{m}} . \quad (4)$$

У. Рассчитывается срок службы подшипника (в км) (проверочный расчет)

$$L_S = \frac{C_{эф}^m}{C_{1гр}^m} \quad (5)$$

и требуемая общая эффективная динамическая грузоподъемность подшипника (проектировочный расчет)

$$C_{тр.эф} = C_{1гр} L \frac{1}{SO} . \quad (6)$$

В расчетных зависимостях (1) - (6) приняты следующие обозначения: M - расчетный крутящий момент на первичном валу коробки передач, кгс·м; i - передаточное число от первичного вала коробки передач до рассчитываемого подшипника; φ - коэффициент, учитывающий распределение крутящего момента между выходными валами узла деления мощности (УДМ); $r_{ср}$ - радиус делительной окружности в среднем сечении зубчатого колеса, м; $(\alpha + \rho)$ - суммарный угол зацепления и трения; β - угол спирали зуба; δ - угол делительного конуса; P - эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, кгс; γ - относительная продолжительность работы автомобиля на данной передаче в долях от планируемого пробега автомобиля до капитального ремонта; $i_{п-к}$ - передаточное число от рассчитываемого подшипника до ведущих колес автомобиля; r_k - радиус качения ведущего колеса автомобиля, м; $l_{л}, l_{п-к}$ - расстояние от зубчатого колеса до левой и правой опор вала, м; γ^o - угол поворота координатной системы зубчатого колеса относительно основной системы координат; (b) и (c) - коэффициенты-признаки зубчатого колеса; (k) - коэффициент-признак расположения зубчатого колеса на валу; (M) - признак направления вершины конуса конического зубчатого колеса.

Коэффициент динамической нагрузки $k_{\alpha 1}$ вычисляется по формуле

$$k_{\alpha 1} = 1 + \frac{1}{n} \sum \frac{U^k}{P_{скр}}$$

Т а б л и ц а 1. Формулы для расчета проекций на координатные оси OX и OZ реакций от усилий в зубчатом зацеплении и от дополнительных радиальных нагрузок X^* и Z^*

Левая опора	Правая опора
Проекция на координатную ось OX	
$P_{лx} = P_{окр} \frac{1_{л} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos \gamma$	$P_{пx} = P_{окр} \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos \gamma$
$T_{лx} = T \frac{1_{л} k}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$T_{пx} = T \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$
$A_{лx} = A \frac{r_{cp}}{ 1_{л} + \textcircled{k} 1_{п} } \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$A_{пx} = -A_{лx}$
$X_{лx} = X^* \frac{1_{л} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos \gamma$	$X_{пx} = X^* \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos \gamma$
$Z_{лx} = Z^* \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$Z_{пx} = Z^* \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \cos(\gamma + \frac{\pi}{2})$
Проекция на координатную ось OZ	
$P_{лz} = P_{окр} \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin \gamma$	$P_{пz} = P_{окр} \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin \gamma$
$T_{лz} = T \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$T_{пz} = T \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$
$A_{лz} = A \frac{r_{cp}}{ 1_{л} + \textcircled{k} 1_{п} } \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$A_{пz} = -A_{лz}$
$X_{лz} = X^* \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin \gamma$	$X_{пz} = X^* \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin \gamma$
$Z_{лz} = Z^* \frac{1_{п} \textcircled{k}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$	$Z_{пz} = Z^* \frac{1_{п}}{1_{л} + \textcircled{k} 1_{п}} \sin(\gamma + \frac{\pi}{2})$

где U – динамическая нагрузка в зубчатом зацеплении; n – количество зубчатых колес на валу, работающих одновременно на данной передаче.

Коэффициент радиального зазора k_3 рассчитывается только для роликовых подшипников с числом роликов $z \geq 10$ при

монтаже подшипника с радиальным зазором (для остальных типов подшипников и для роликоподшипников с нулевым зазором $k_z = 1$).

Коэффициент k_z определяется по формулам:

- 1) $k_z = 3,44 g^{0,188}$ при $g \geq 0,005$;
- 2) $k_z = 2,21 g^{0,108}$ при $0,005 > g \geq 0,0005$;
- 3) при $g < 0,0005$ $k_z = 1$.

Коэффициент зазора имеет ограничение: $k_{z, пр} \approx 0,22 z^{0,7}$.

Параметр g вычисляется по формуле

$$g = \frac{z \Delta_r^{1,11} l_p^{0,89}}{F_r},$$

где Δ_r - половина радиального зазора в подшипнике, мм; l_p - контактная длина ролика, мм; F_r - радиальная нагрузка на подшипник.

Разработанная программа позволяет в короткое время рассчитывать подшипники агрегатов трансмиссии при различных вариантах нагрузочного режима и разных вариантах устройства подшипниковых узлов.

УДК 621.833.1.002.3:620.178.3:519.2

И.К. Христюк

УСТАЛОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС КП ЯМЗ В ВЕРОЯТНОСТНОМ ПРЕДСТАВЛЕНИИ

Расчет на усталость получил широкое распространение в автомобилестроении как в условиях стационарного, так и нестационарного нагружения.

Для обоснования величины запаса прочности при расчете на усталость возможные отклонения величин напряжений и пределов выносливости при расчете на неограниченную долговечность предлагается охарактеризовать в средних квадратичных отклонениях логарифмически нормального распределения. Статистическую трактовку числом циклов до разрушения по основной кривой усталости предлагается дать при расчете на ограниченную долговечность при меняющейся величине переменных напряжений. Однако эти предложения не охватывают основной за-

дачи оценки запаса прочности в связи с вероятностным характером сопротивления усталостному разрушению и вероятностной природой отклонений в величине действующих напряжений.

В дальнейшем условия усталостного разрушения рассматриваются на основе статистической трактовки пределов выносливости и чисел циклов, необходимых для разрушения, а также вероятностных представлений о действующих напряжениях.

Для статистической обработки результатов испытаний, проведенных нами в Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института, применен приближенный метод. Он позволяет определить числовые характеристики выносливости зубчатых колес при крайне ограниченном количестве экспериментальных точек. Существо его заключается в том, что в качестве закона рассеяния долговечности на различных уровнях напряжения принимается нормальный закон распределения и, что экспериментальное поле рассеяния включает 4 среднеквадратических отклонения долговечности ($4S_N$). Эти предположения позволяют установить числовые значения средней долговечности \bar{N} и среднеквадратического отклонения S_N для каждого уровня напряжения

$$\bar{N} = \frac{N_1 + N_2 + \dots + N_n}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} N_i ; \quad (1)$$

$$S_N = \frac{N_{нб} - N_{нм}}{4} , \quad (2)$$

где $N_1, N_2 \dots N_n$ - экспериментальные долговечности различных образцов (числа циклов до поломки); n - число экспериментальных точек; $N_{нб}$ - наибольшее из полученных экспериментальных значений долговечности; $N_{нм}$ - наименьшее из полученных экспериментальных значений долговечности.

Для определения характеристик и построения диаграммы выносливости зубчатых колес данной серии необходимо иметь законы рассеяния долговечности не менее чем для двух уровней напряжения. Один из этих уровней должен быть вблизи длительного предела выносливости, а второй - на 40 - 70% выше. Уровень вблизи длительного предела выносливости устанавливается методом "попыток". На каждом уровне желательно иметь не менее шести экспериментальных точек.

Определив указанным выше способом числовые значения \bar{N} и S_N для двух уровней напряжения (например, значения \bar{N}_I ,

S_{N_I} и \bar{N}_{II} , $S_{N_{II}}$) и используя график (рис.1), можно установить частные значения долговечности при любой вероятности (например, N_{P_I} и $N_{P_{II}}$ при вероятности 90% неразрушения).

В результате мы получаем координаты двух точек искомой диаграммы выносливости. Координатами 1-й точки являются напряжение I уровня $\sigma_{\partial I}$ и число циклов N_{P_I} , координатами 2-й точки - напряжение II уровня $\sigma_{\partial II}$ и число циклов $N_{P_{II}}$.

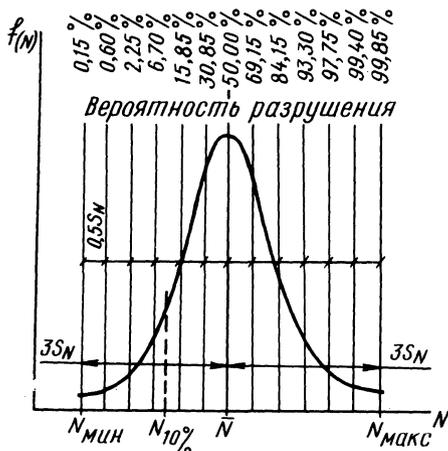


Рис. 1. Кривая распределения выходов зубчатого колеса из строя по числу циклов напряжения определенного уровня.

Показатель степени m в уравнении наклонного участка полученной диаграммы выносливости определяется из следующих зависимостей:

$$\sigma_{\partial II}^m N_{P_{II}} = \sigma_{\partial I}^m N_{P_I}; \quad \left(\frac{\sigma_{\partial I}}{\sigma_{\partial II}}\right)^m = \frac{N_{P_{II}}}{N_{P_I}}; \quad (3)$$

$$m (\lg \sigma_{\partial I} - \lg \sigma_{\partial II}) = \lg N_{P_{II}} - \lg N_{P_I}; \quad (4)$$

$$m = \frac{\lg N_{P_{II}} - \lg N_{P_I}}{\lg \sigma_{\partial I} - \lg \sigma_{\partial II}}. \quad (5)$$

Таким образом, применяя приведенный способ построения диаграммы, мы исходим из признанной в расчетах на выносливость зависимости $\sigma_{\partial}^m N_{\text{разруш.}} = \text{const}$. Если бы нам захотелось в результате экспериментов подтвердить эту зависимость, то понадобилось бы значительно большее число уровней напряжения и экспериментальных точек.

Следует заметить, что описанный приближенный метод обработки иногда может дать результат несколько несообразный с имеющимися данными по аналогичным материалам. В этом случае могут быть проведены дополнительные эксперименты или строже проанализированы результаты первичных экспериментов (например, должны быть исключены поломки с характером, вызывающим сомнение – усталостные они или нет).

В нашем случае устройство стенда и способ нагружения исключают перекадку зубьев под нагрузкой во время испытания. Поэтому зубья установленных на стенде шестерен испытывают циклические напряжения изгиба пульсирующего характера. Указанному характеру цикла соответствует и полученная диаграмма выносливости. Для приведения такой диаграммы к диаграмме, соответствующей знакопеременному симметричному циклу, можно воспользоваться признанной зависимостью между пределами выносливости при пульсирующем одностороннем цикле и знакопеременном симметричном

$$\sigma_0 / \sigma_{-1} \approx 1,3 . \quad (6)$$

Пример. Объектами испытания являлись косозубые шестерни 5-й передачи КП ЯМЗ-236 ($Z_1 = 22, Z_2 = 48$), изготовленные Ярославским моторным заводом из стали 15ХГНТА. Геометрические параметры объектов испытаний и их статистическая обработка приведены в табл. 1, 2 и на рис. 2.

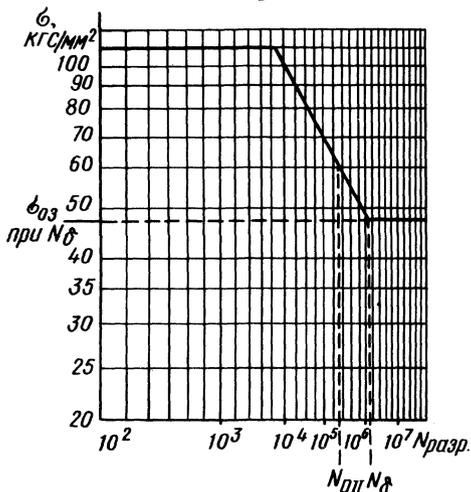


Рис. 2. Диаграмма выносливости по напряжениям изгиба для зубчатых колес V передачи КП ЯМЗ-236 (сталь 15ХГНТА).

Стендовые испытания зубчатых колес из стали 15ХГНТА позволили установить усталостные характеристики и построить соответствующие экспериментальные диаграммы выносливости

Т а б л и ц а 1. Основные геометрические параметры шестерен

$\frac{Z_1}{Z_2}$	m_H	m_t	$a_{\text{вв}}$	b_s	b_s'	$\frac{x_1}{x_2}$	$\alpha_{\text{оп}}$	h^*	c^*	Направление спирали	β	d_s	$d_{a'}$	$d_{b'}$	h_s	$h_{a'}$	$S_{H'}$	Степень точности
	мм	мм	мм	мм	мм						мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	
22	4,25	4,65	165,75	¹⁵	15	0,736	17°30'	1,0	0,25	левое		102,348	116,694	96,5	9,700	7,113	8,650	7
48				15		0				правое	24°	223,306	231,392	210,3	9,555	4,043	6,676	

Т а б л и ц а 2. Числовые характеристики закона рассеяния долговечности зубчатых колес на различных уровнях напряжения

Уровень напряжения изгиба	Величина напряжения изгиба $\sigma_{d'}$ кгс/мм ²	Значения полученных долговечностей в циклах напряжений						\bar{N} циклов	S_N циклов
		N_1 наимень- шее	N_2	N_3	N_4	N_5	N_6 наиболь- шее		
I (вблизи длительного предела выносливости)	$\sigma_{dI}=48,2$	$0,7 \cdot 10^6$	$1,43 \cdot 10^6$	$3,2 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	-	$4,5 \cdot 10^6$	\bar{N}_I $2,77 \cdot 10^6$	S_{NI} $0,95 \cdot 10^6$
II (в области ограни- ченных пределов выносливости)	$\sigma_{dII}=61,3$	$1,2 \cdot 10^5$	$4,7 \cdot 10^5$	$7,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	10^6	$1,04 \cdot 10^6$	\bar{N}_{II} $6,63 \cdot 10^5$	S_{NII} $2,3 \cdot 10^5$

для зубчатых колес из указанной стали. Наряду со статистическими уровнями напряжений знание усталостных характеристик материала зубчатых колес обеспечивает надежную ориентировку конструктора при проектировании новых конструкций, когда в них предусматривается применение стали 15ХГНТА.

УДК 629.114.2

А.Т. Скойбеда, В.В. Яцкевич,
Нгуен Минь Дыонг, канд-ты техн. наук,
Е.А. Романчик, П.В. Зеленый

О КОЭФФИЦИЕНТЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЦЕПНОГО ВЕСА И ОПТИМАЛЬНОМ БУКСОВАНИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Повышение энергонасыщенности современных тракторов сопровождается незначительным увеличением их массы, что приводит к снижению коэффициента загрузки двигателя в случаях, когда повышение скорости ограничено. Реализовать же мощность через тягу невозможно из-за интенсивного буксования. В связи с этим на большинстве современных колесных тракторов при работе в тяжелых условиях применяют балластирование. Применение балластных грузов, с одной стороны, повышает тягу трактора и снижает его буксование, но, с другой – увеличивает сопротивление движению. Поэтому определение оптимального значения коэффициента использования сцепного веса и буксования трактора при работе в различных эксплуатационных условиях – актуальная задача.

В настоящее время при определении оптимальных значений коэффициента использования веса и допустимого буксования оценку ведут, как правило, по двум критериям: максимальному тяговому коэффициенту полезного действия (КПД) [1] и максимальной производительности [2]. Однако как в первом, так и во втором случае не в полной мере учитываются затраты, связанные с буксованием, к которым, помимо снижения КПД и производительности, относятся также износ шин, повышенный расход топлива, снижение урожайности из-за повреждения корневой системы культур при междурядной обработке и др.

Таким образом, представляется целесообразным определить оптимальное буксование по каким-либо технико-экономическим критериям, учитывающим как можно более полно вышеуказанные затраты. В качестве таких всеобъемлющих критериев пред-

лагается использовать максимум эффективности труда или минимум приведенных затрат.

Буксование трактора с конкретными конструктивными характеристиками может быть выражено эмпирической зависимостью вида

$$\delta = A (\varphi - \varphi_k)^B e^{D(\varphi - \varphi_k)}, \quad (1)$$

где A, B, D - эмпирические коэффициенты; e - основание натурального логарифма; φ - коэффициент сцепления; φ_k - коэффициент использования сцепного веса.

Однако для каждого трактора коэффициенты A, B, D различные. Сделаем допущение, что для колесных тракторов одинаковой конструктивной схемы, например, со всеми ведущими колесами, коэффициент сцепления φ на заданном почвенном фоне имеет некоторое значение. Тогда буксование трактора в заданных почвенных условиях определяется сцепным весом и кроковой нагрузкой, характеризуемой в данном случае коэффициентом использования сцепного веса.

Для колесных тракторов различных тяговых классов, коэффициенты A, B, D могут быть выражены также эмпирическими уравнениями в функции сцепного веса

$$A = a G^b e^{cG}; \quad B = k_1 G + t_1; \quad D = k_2 G + t_2, \quad (2)$$

где G - сцепной вес трактора, кН, $a, b, c, k_1, t_1, k_2, t_2$ - коэффициенты.

Подставляя выражение (2) в (1), получим эмпирическое уравнение для определения буксования колесных тракторов одной конструктивной схемы, но разных тяговых классов:

$$\delta = a G^b (\varphi - \varphi_k)^{k_1 G + t_1} e^{cG + (k_2 G + t_2)(\varphi - \varphi_k)}. \quad (3)$$

Указанные коэффициенты определены по экспериментальным данным [3] для случая работы трактора на стерне озимой пшеницы при влажности почвы на глубине 0 - 15 см 11,3 - 21,1% и плотности 3,4 - 12,3 кг/см: $a = 3,46 \cdot 10^{-6}$; $b = 2,045$; $c = -2,71 \cdot 10^{-4}$; $k_1 = -3,84 \cdot 10^{-6}$; $t_1 = -5,55 \cdot 10^{-2}$; $k_2 = -1,92 \cdot 10^{-4}$; $t_2 = -2,775$.

Анализ результатов расчета буксования по зависимости (3) и сравнение их с экспериментальными данными [3] показывает, что максимальное отклонение не превышает 5% в диапазоне изменения коэффициента использования сцепного веса от 0,1 до значений, близких к коэффициенту сцепления φ , который был

принят при выводе формулы равным 0,7. На основании принятых критериев и эмпирической зависимости (3) разработана программа расчета оптимального буксования и коэффициента использования сцепного веса.

Расчет выполнен на ЭВМ "НАИРИ-К" для тракторов МТЗ-82 и К-700 при пахоте стерни озимой пшеницы на поле средней площади 24 га и длиной гона 500 м.

Итак, критерии максимума эффективности труда и минимума приведенных затрат дают возможность наиболее полно учесть затраты, связанные с буксованием трактора, и определить значения коэффициента использования сцепного веса и допустимого буксования, близкие к оптимальным в заданных условиях.

Оптимальное буксование колесных тракторов на стерне озимой пшеницы, исходя из эффективности труда и приведенных затрат, составляет 11,7 - 12,8%, а коэффициент использования сцепного веса 0,46 - 0,48. Таким показателям соответствует сцепной вес тракторов МТЗ-82 и К-700 соответственно 45 и 116 кН.

Л и т е р а т у р а

1. Харитончик Е.М., Васильев В.К. О методах определения оптимальных параметров и номинальных тяговых усилий тракторов. - "Тракторы и сельхозмашины", 1969, № 2.
2. Мининзон В.И. О номинальном тяговом усилии сельскохозяйственного трактора. - "Механизация и электрификация соц. сельск. хоз-ва", 1965, № 5.
3. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. М., 1972.

УДК 629.113.012.55

А.Ф. Андреев, канд. техн. наук

ТАНГЕНЦИАЛЬНАЯ ЭЛАСТИЧНОСТЬ ШИНЫ

Свойство шины изменять радиус качения вследствие окружающей деформации под действием приложенного к колесу момента принято называть тангенциальной эластичностью шины. Вначале приращение радиуса качения вследствие окружающей деформации шины примерно пропорционально моменту, приложенному к колесу,

$$r_k = r_k^0 - \lambda M, \quad (1)$$

где r_k - радиус качения колеса, м; r_k^0 - радиус качения колеса в ведомом режиме, м; λ - коэффициент тангенциальной эластичности, 1/Н; M - крутящий момент, приложенный к колесу, Н·м.

Из уравнения мощностного баланса колеса [1] следует

$$M/r_k^0 = T + F, \quad (2)$$

где T - касательная реакция в контакте, Н; F - сила сопротивления качению ведомого колеса, Н.

Принимая во внимание выражение (2) и обозначив

$$\gamma = \lambda r_k^0; \quad (3) \quad r_k^c = r_k^0 - \gamma F, \quad (4)$$

преобразуем уравнение (1)

$$r_k = r_k^0 - \gamma T, \quad (5)$$

где r_k^0 - радиус свободного качения колеса, м; γ - коэффициент тангенциальной эластичности, м/Н.

Представляет интерес установить теоретическую связь коэффициентов γ и λ с параметрами шины. Полагаем, что на участке контакта приведенного цилиндрического колеса с твердой поверхностью, где отсутствует элементарное скольжение, касательное напряжение пропорционально тангенциальной деформации шины

$$\tau_x = \beta \delta (a - x), \quad (6)$$

где β - коэффициент пропорциональности; δ - относительная потеря скорости ведущего колеса, связанная с окружной деформацией шины; a - половина длины контакта; x - координата рассматриваемой точки относительно центра контакта.

Нагрузочной характеристике реального колеса соответствует следующий закон распределения давлений по длине контактной площадки гладкого цилиндрического колеса:

$$q_x = \frac{\zeta}{Dn} (a^2 - x^2)^n, \quad (7)$$

где ζ - удельное сопротивление шины сжатию или объемный коэффициент жесткости; n - коэффициент, характеризующий изменение удельного сопротивления шины сжатию; D - диаметр свободного колеса; a - половина длины контакта.

Параметры ζ и n уравнения (7) могут быть определены по экспериментальной нагрузочной характеристике [2].

Используя методику Р.В. Вирабова [3, 4, 5], но принимая более общий закон (7) распределения нормальных давлений по

длине контакта цилиндрического колеса, автор данной статьи предложил следующую формулу для определения коэффициента β :

$$\beta = \frac{6n(4 - 3n) Q r_0}{(3 - n)(5 - 3n) a^3 b}, \quad (8)$$

где r_0 - динамический радиус колеса; b - ширина профиля шины; Q - нормальная нагрузка колеса.

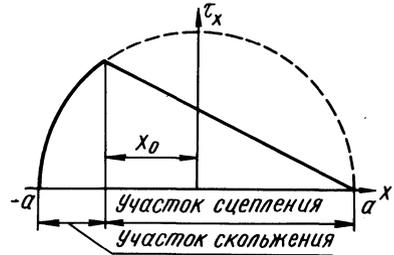


Рис. 1. Эюра продольных касательных напряжений в контакте ведущего эластичного колеса с абсолютно жесткой поверхностью.

Согласно рис. 1, касательная реакция может быть определена по формуле

$$T = \varphi b \int_{-a}^{x_0} q_x dx + \frac{1}{2} \beta b (a - x_0) \delta, \quad (9)$$

где φ - коэффициент трения скольжения.

При малой величине T участком скольжения можно пренебречь и считать $x_0 = -a$. Тогда, принимая во внимание выражение (8), из уравнения (9) получим

$$\delta = \frac{(3 - n)(5 - 3n) a}{12 n (4 - 3n) Q r_0}.$$

Подставляя это значение δ в формулу $r_k = r_k^c (1 - \delta)$ преобразуем ее к виду (5), где

$$\delta^* = \frac{(3 - n)(5 - 3n) a r_k^c}{12 n (4 - 3n) Q r_0}. \quad (10)$$

Из уравнения (3) при подстановке в него выражения (10) и сокращении близких между собой величин r_k^c и r_k^0 получим

$$\lambda = \frac{(3 - n)(5 - 3n) a}{12 n (4 - 3n) Q r_0}. \quad (11)$$

Рельефный рисунок протектора уменьшает площадь контакта действительного колеса по сравнению с гладким. Это можно

учесть, если вместо действительной полудлины контакта в формулах (10) и (11) подставлять приведенную полудлину

$$a = K_H \sqrt{D u_0} \quad , \quad (12)$$

где K_H - коэффициент насыщенности контакта; u_0 - прогиб шины.

Учитывая выражение (12) и $r_0 \approx 0,5 D$, преобразуем формулу (11)

$$\lambda = \frac{(3 - n)(5 - 3n) K_H \sqrt{u_0}}{6n(4 - 3n) Q \sqrt{D}} \quad . \quad (13)$$

Полученная зависимость может быть использована для приближенной оценки коэффициента тангенциальной эластичности шины в случае отсутствия опытных данных или для экстраполяции результатов опыта.

При изменении внутреннего давления в пределах, определяемых изготовителем шины, величина $n = \text{const}$ и из уравнения (13) следует, что

$$\sqrt{u_0} / \lambda Q = \text{const} \quad . \quad (14)$$

Эта зависимость позволяет экстраполировать результаты испытаний.

Л и т е р а т у р а

1. Пирковский Ю.В. Некоторые вопросы качения автомобильного колеса. - "Автомобильная промышленность", 1965, № 12.
2. Андреев А.Ф. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью. - В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин. Минск, 1974, вып. 5.
3. Виравов Р.В. О реализации касательной силы в зоне контакта упругих тел при качении - "Машиностроение", 1967, № 2.
4. Виравов Р.В. Качение упругого колеса по жесткому основанию. - "Изв. вузов. Машиностроение", 1967, № 4.
5. Виравов Р.В. О качении колеса с пневматической шиной по жесткому основанию. - "Изв. вузов. Машиностроение", 1967, № 6.

Н.В. Кислов, Н.И. Бохан, канд-ты техн. наук,
Ю.И. Титов

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Повышение прочности и долговечности мобильных тракторов, торфяных и строительно-дорожных машин связано с их испытанием в реальных условиях работы. Нами на протяжении ряда лет определялась нагруженность корпусов коробки перемены передач и заднего моста тракторов МТЗ-50ПЛ и МТЗ-80, несущей конструкции бура-столбостава Д-578, бульдозера ДЗ-102 и шнекороторной машины Д-601С при рабочих и транспортных режимах [1, 2, 3]. Обработка результатов испытаний показала, что возникающие напряжения в отдельных сечениях несущей конструкции имеют случайный характер и, следовательно, могут быть проанализированы с помощью теории случайных функций.

Для полного анализа нагруженности несущей конструкции тензометрическим методом определялись напряжения в опасных сечениях при выполнении различного вида работ на разных режимах. По напряжениям оценивалась долговечность исследуемых деталей машин. В качестве примера расчета долговечности воспользуемся данными по испытанию бульдозера ДЗ-102 при отрывке траншей размером 2 x 40 x 30 м на плотном суглинке и песчаном грунте. Результаты измерений напряжений в точке крепления рамы бульдозера к отвалу (наиболее опасное место) приведены в табл. 1.

Как видно из данных табл. 1, рама бульдозера ДЗ-102 нагружена переменными напряжениями с изменяющейся по величине амплитудой. Следовательно, долговечность рамы должна определяться режимом переменной напряженности и закономерностями накопления усталостного повреждения [4]. Накопленное повреждение определяется из выражения [4]

$$P = m / N, \quad (1)$$

где m - число циклов нагружения; N - число циклов до появления усталостных трещин.

Число циклов N может быть определено из уравнения кривой усталости, полученного на основании гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений [5],

Т а б л и ц а 1. Амплитуды напряжений и их частоты

Вид работы	Скорость движения, км/ч	Амплитуды напряжений в МПа (числитель) и соответствующие им частоты (знаменатель)					
Отрывка траншей на плотном суглинке	1,262	$\frac{12}{2}$	$\frac{18}{6}$	$\frac{24}{9}$	$\frac{30}{5}$	$\frac{36}{3}$	$\frac{42}{3}$
		$\frac{46}{2}$	$\frac{54}{1}$	$\frac{60}{1}$	$\frac{66}{1}$	$\frac{72}{2}$	$\frac{84}{1}$
		$\frac{12,2}{11}$	$\frac{18,3}{8}$	$\frac{24,4}{13}$	$\frac{31,5}{6}$	$\frac{36,6}{8}$	$\frac{42,7}{2}$
—	0,741	$\frac{48,8}{1}$	$\frac{61}{2}$				
Отрывка траншей на песчаном грунте	1,262	$\frac{12}{4}$	$\frac{18}{2}$	$\frac{24}{2}$	$\frac{36}{1}$	$\frac{42}{2}$	
		$\frac{54}{1}$	$\frac{60}{1}$	$\frac{66}{1}$			
		$\frac{9}{1}$	$\frac{12}{2}$	$\frac{15}{3}$	$\frac{24}{2}$	$\frac{27}{3}$	$\frac{30}{3}$
—	0,741	$\frac{33}{1}$	$\frac{42}{1}$	$\frac{45}{1}$	$\frac{48}{1}$	$\frac{57}{1}$	$\frac{60}{1}$

$$\frac{\sigma^n N}{N_0} = \sigma_{-1k}^n = \text{const} \quad \text{или} \quad N = \frac{N_0 \sigma_{-1k}^n}{\sigma^n}, \quad (2)$$

где $\sigma_{-1k} = \sigma_{-1} / \alpha$ - предел выносливости детали; $n = 3 \dots 10$ - котангенс угла наклона левой ветви кривой усталости в логарифмических координатах; N_0 - число циклов до перелома кривой усталости (базовое число циклов $N_0 = 2 \cdot 10^6$); σ - амплитуда напряжений данного цикла; σ_{-1} - предел выносливости материала, из которого изготовлена деталь; α - эффективный коэффициент концентрации напряжений ($\alpha = 2 \dots 3$).

Подставив выражение (2) в уравнение (1), получим

$$\Pi = \frac{m \sigma^n}{N_0 \sigma_{-1k}^n} \quad (3)$$

В выражении (3) переменной, определяющей число циклов, является величина m , которая может быть получена при об-

работке осциллограмм, т.е. m представляет собой частоту или число повторений амплитуд напряжений на пути осциллографирования. Зная на основании обработки осциллограмм функцию плотности распределения вероятности величин напряжений, можем записать

$$\Pi = \frac{1}{\sigma_{-1к}^n N_0} \int_{\sigma_{\text{мин}}}^{\sigma_{\text{макс}}} \sigma^n m_c \phi(\sigma) d\sigma, \quad (4)$$

где m_c - объем (сумма) ряда или число циклов действия всех переменных напряжений за опыт.

Так как в большинстве случаев при обработке осциллограмм производится дискретное считывание амплитуд напряжений, то с удовлетворительной точностью подынтегральное выражение в уравнении (4) можно заменить

$$\int_{\sigma_{\text{мин}}}^{\sigma_{\text{макс}}} \sigma^n m_c \phi(\sigma) d\sigma = \sum_i^b \sigma_i^n m_i$$

Тогда

$$\Pi = \frac{\sum_i^b \sigma_i^n m_i}{\sigma_{-1к}^n N_0}, \quad (5)$$

где i - обозначение разряда, в котором находится значение $\sigma_i = \text{мин}$; b - обозначение разряда, в котором находится $\sigma_i = \text{макс}$; σ_i - амплитуда напряжений данного разряда (уровня); m_i - число повторений амплитуд напряжений данного уровня (разряда).

Так как при проведении тензометрирования деталей машин осциллограммы (продолжительность испытаний) могут быть самой различной длины, то накопленное повреждение должно быть отнесено к единице пути, на котором производилось измерение, т.е.

$$\Pi_i = \frac{\Pi}{l} = \frac{\sum_i^b \sigma_i^n m_i}{\sigma_{-1к}^n N_0 l}. \quad (6)$$

Предполагаемый пробег (в км) по данному участку до появления усталостных повреждений может быть определен из выражения (6)

$$\Pi_k = \frac{1}{\Pi_i} = \frac{\sigma_{-1k}^n N_0 l}{b \sum_i \sigma_i^n m_i} \quad (7)$$

Данные испытаний показывают, что с увеличением скорости движения машин значения напряжений возрастают по кривой, близкой к линейной зависимости. Тогда, умножив значение Π_k на величину, обратную скорости движения v , получим долговечность детали в часах работы

$$T_k = \frac{\Pi_k}{v} = \frac{\sigma_{-1} N_0 l}{\alpha v \sum_i \sigma_i^n m_i} \quad (8)$$

При чередовании режимов работы [6] значение долговечности может быть определено по формуле

$$T_k' = \frac{1}{\frac{\beta_1}{T_{k1}} + \frac{\beta_2}{T_{k2}} + \dots + \frac{\beta_n}{T_{kn}}} \quad (9)$$

где β_i - доля времени работы машины на данном режиме; T_{ki} - долговечность на данном режиме работы.

По данным исследований бульдозера ДЗ-102 (табл.1) произведен расчет предполагаемой долговечности моста крепления отвала к раме бульдозера (табл. 2).

Значение σ_{-1} для материала рамы принято при расчетах равным 168 МПа, а значение $n = 4$.

Из приведенных данных видно, что с увеличением скорости движения в 1,7 раза расчетная долговечность снижается в 4 раза при работе на тяжелом грунте, а на легком - лишь в 2 раза. Можно предположить, что при работе на торфяных грунтах снижение долговечности будет еще меньше.

Т а б л и ц а 2. Предполагаемая долговечность

Вид выполняемой работы	Скорость движения, км/ч	Расчетная долговечность, ч
Отрывка траншей на суглинке	1,262	619
	0,741	2388
Отрывка траншей на песчаном грунте	1,262	1881
	0,741	3774

Приведенная методика расчета предполагаемой долговечности по результатам тензометрических исследований может быть использована при прогнозировании надежности мобильных машин.

Л и т е р а т у р а

1. Бохан Н.И. и др. Статистическая оценка характера нагружения рукавов полуосей колесного трактора с навесным оборудованием Д-578. - "Науч. труды БИМСХ". Минск, 1970, вып. 14. 2. Бохан Н.И. и др. Статистический анализ нагружения корпуса заднего моста трактора МТЗ-52Л с навесным оборудованием Д-578. - "Науч. труды БИМСХ". Минск, 1972, вып. 21. 3. Бохан Н.И. Статистическая оценка нагрузки механизма привода шнекороторных рабочих органов. - В сб.: Технология торф. производства и торф. машины. Минск, 1974, вып. 3. 4. Аснис Д.Е. Динамическая прочность сварных соединений из малоуглеродистых и низколегированных сталей. М., 1962. 5. Серенсен С.В., Кочаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., 1963. 6. Дмитриченко С.С., Стариков В. М. Режим ускоренных испытаний несущей системы колесного трактора. - "Механизация и электрификация соц. сельск. хоз-ва", 1967, № 7.

УДК 629.114.2:629.113.012.52

Ю.Е. Атаманов, В.В. Будько, канд-ты техн. наук
НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ
ТРАКТОРНЫХ ШИН

При решении ряда задач тяговой динамики колесных тракторов необходимо знать упругие и размерные характеристики применяемых шин. Имеющихся в литературе данных по тракторным шинам недостаточно. Нами были проведены лабораторные испытания ряда моделей шин ведущих колес, применяемых для тракторов кл. 14 кН.

В связи с различными деформациями, которым подвергается пневматическая шина, ее радиус качения имеет переменное значение. В теории трактора различают следующие радиусы колеса, снабженного пневматической шиной: свободный, статический, динамический (силовой), кинематический (радиус качения) [1]. В то же время в последних исследованиях А.А. Шабарова, Ю.В. Пирковского, В.А. Петрушова показано, что для расчета

кинематики и динамики колесных машин и их приводов за единый расчетный радиус следует принимать радиус качения шины, определенный в ведомом режиме или на холостом ходу на опорной поверхности с высокими сцепными свойствами [2, 3].

Величины радиуса качения в ведомом режиме определяются экспериментальными или расчетными методами. Одной из наиболее простых зависимостей, выражающих связь радиуса качения в ведомом режиме от нормальной нагрузки, приходящейся на колесо G_k и величины давления воздуха в шине p_w , является формула, предложенная В.А. Петрушовым [2]:

$$r_k^o = r_o \frac{r_o p_w - \nu_1 G_k}{r_o p_w + \nu_2 G_k}, \quad (1)$$

где r_o — свободный радиус пневматической шины.

Значения эмпирических констант ν_1 и ν_2 даны в работе [2] для автомобильных шин. Нами были экспериментально определены радиусы качения в ведомом режиме пяти моделей тракторных шин.

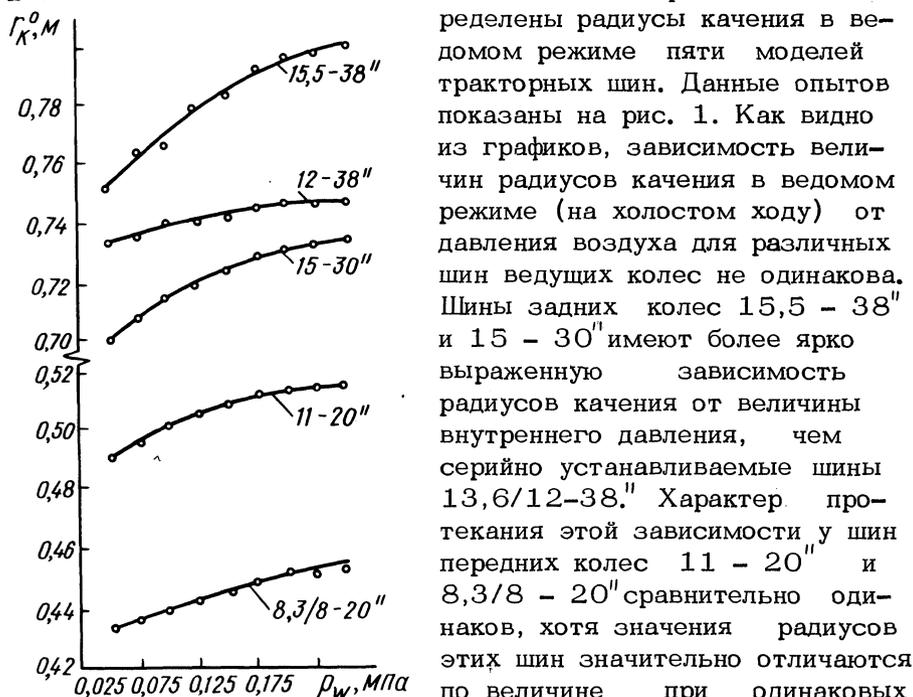


Рис. 1. Изменение радиуса качения в зависимости от давления воздуха в шине.

Данные опытов показаны на рис. 1. Как видно из графиков, зависимость величин радиусов качения в ведомом режиме (на холостом ходу) от давления воздуха для различных шин ведущих колес не одинакова. Шины задних колес 15,5 - 38'' и 15 - 30'' имеют более ярко выраженную зависимость радиусов качения от величины внутреннего давления, чем серийно устанавливаемые шины 13,6/12-38.'' Характер протекания этой зависимости у шин передних колес 11 - 20'' и 8,3/8 - 20'' сравнительно одинаков, хотя значения радиусов этих шин значительно отличаются по величине при одинаковых давлениях воздуха в них.

По полученным опытным данным были рассчитаны величины

эмпирических констант ν_1 и ν_2 для испытанных тракторных шин (табл. 1).

Т а б л и ц а 1. Эмпирические константы

Размер и модель шины		1/см, ν_1	1/см, ν_2
8,3/8-20 ^{ll}	мод. В-105А	-0,13545	0,15137
11-20 ^{ll}	мод. Я-296	-0,04727	0,05541
13,6/12-38 ^{ll}	мод. Я-261	-0,10810	0,11520
15-30 ^{ll}	мод. Я-175А	-0,05906	0,06690
15,5-38 ^{ll}	мод. Я-276	-0,03365	0,03976

Рис. 2. Изменение нормальной деформации шин 8,3/8-20^{ll} и 11-20^{ll} в зависимости от вертикальной нагрузки при различных давлениях воздуха в них: о-о-о — шина 8,3/8-20^{ll} мод. В-105А; х-х-х — шина 11-20^{ll} мод. Я-296.

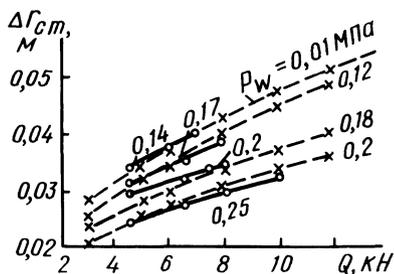


Рис. 3. Изменение нормальной деформации шин 9-42^{ll} и 15-30^{ll} в зависимости от вертикальной нагрузки при различных давлениях воздуха в них: о-о-о — шина 9-42^{ll} мод. Я-183; х-х-х — шина 15-30^{ll} мод. Я-175А.

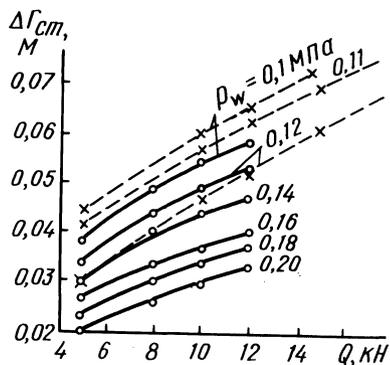
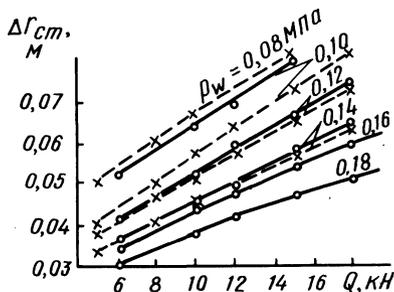


Рис. 4. Изменение нормальной деформации шин 15,5-38^{ll} и 13,6/12-38^{ll} в зависимости от вертикальной нагрузки при различных давлениях воздуха в них: о-о-о — шина 15,5-38^{ll} мод. Я-276; х-х-х — шина 13,6/12-38^{ll} мод. Я-261.



В цехе испытаний Минского тракторного завода на специальном стенде нами были проведены лабораторные испытания шин шести моделей, которые позволили определить упругие характеристики их в нормальном направлении. Результаты испытаний представлены на рис. 2 — 4. По полученным эксперимен-

Т а б л и ц а 2. Величины коэффициентов нормальной податливости шин

Размер и модель шин		Давление воздуха в шине, МПа				
		0,10	0,12	0,14	0,18	0,20
8,3/8-20 ^н	мод. В-105А	—	—	0,00035	—	0,00183
11-20 ^н	мод. Я-296	0,0030	0,00280	—	0,00235	0,00228
13,6/12-38 ^н	мод. Я-261	0,0030	0,0030	0,00257	—	—
9-42 ^н	мод. Я-183	0,00366	0,00266	0,00220	—	0,00192
15-30 ^н	мод. Я-175А	0,00267	0,00265	—	—	—
15,5-38 ^н	мод. Я-276	0,0030	0,00270	0,00237	0,00160	—

тальным данным были подсчитаны коэффициенты податливости шин в нормальном направлении, значения которых для различных давлений воздуха в шине приведены в табл. 2.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972. 2. Петрушов В.А. Обобщенный метод расчета сопротивлений качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода по твердой поверхности. Автореф. докт. дис. М., 1972. 3. Шабаров А.А. Отдельные вопросы процесса равномерного качения ведущего пневматического колеса. - "Труды НАТИ". М., 1971, вып. 2.

УДК 629.114.2:621.83

А.Т. Скойбеда, канд. техн. наук,
А.А. Шавель, П.Н. Степанюк

К ОБОСНОВАНИЮ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРИВОДА ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ВЕДУЩЕГО МОСТА ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ КЛ. 14 кН

Тракторы со всеми ведущими колесами занимают все большее место в производстве сельскохозяйственных машин. Существует мнение, что применение передней и задней ведущих осей целесообразно на тракторах мощностью свыше 40 л. с. В настоящее время 98% тракторов мощностью от 110 до 120 л.с. имеют привод на передние и задние колеса [1, 2]. Количество модификаций, имеющих привод на передний ведущий мост с управляемыми колесами меньшего (чем задние) размера, за последние 10 лет увеличилось почти в 4 раза.

Передача крутящего момента от двигателя к нескольким ведущим мостам трактора осуществляется посредством межосевого привода, в котором для уменьшения отрицательного влияния циркулирующей мощности и повышения динамических качеств тракторов устанавливают специальные механизмы, например, межосевые дифференциалы.

Применяют два типа межосевых дифференциалов: симметричный и несимметричный. Зависимость силы тяги трактора от силы тяги колес, находящихся в худших условиях сцепления с дорогой, — принципиальный недостаток дифференциального привода. Поэтому большинство моделей отечественных и зарубежных тракторов с колесной формулой 4 x 4 имеют блокированный межосевой привод с принудительным или автоматическим отключением передней ведущей оси.

Автоматическое отключение обеспечивают иногда с помощью роликовой муфты свободного хода одностороннего действия. Преимущество его в том, что передний мост автоматически включается только в тяжелых условиях работы, что повышает производительность трактора. Недостаток этого привода в том, что муфта работает только при движении трактора вперед. Кроме того, для таких муфт характерно частое подключение моста в работу при движении по неровной твердой поверхности, что вызывает колебательное изменение нагрузок в трансмиссии трактора и перегрузку ее деталей. Результаты испытаний [3] показывают, что темп включения переднего ведущего моста (срабатывания обгонной муфты) в период трогания с места составляет 0,025...0,1 с и зависит от темпа включения муфты сцепления, нагрузки на крюке, сцепления задних и передних колес с грунтом. Случаи периодического включения и выключения обгонной муфты были зарегистрированы при работе трактора на пахоте при изменении буксования задних колес.

Для устранения периодического частого включения и выключения обгонной муфты, вызываемого колебанием тягового сопротивления, необходимо блокировать межосевой привод. Однако это приводит к усложнению конструкции и способствует возникновению циркулирующей мощности и дополнительному нагружению деталей трансмиссии. Этот вывод подтверждается экспериментом: при принудительно заблокированной межосевой муфте нагрузки в силовой передаче повышаются примерно в 1,5 раза.

Тягово-сцепные возможности заднего ведущего моста трактора с колесной формулой 4 x 4 и передними колесами меньшего размера значительно выше, чем переднего. В случае на-

рушения нормальных условий эксплуатации (попадание передних колес в глубокую борозду и т.д.) детали привода колес переднего ведущего моста нагружаются крутящим моментом, реализуемым задними колесами. Для предотвращения разрушения деталей привода они должны быть рассчитаны на передачу момента, реализуемого задними колесами, или привод к передним колесам должен иметь предохранительную муфту.

В настоящее время в промежуточной опоре трактора МТЗ-82 устанавливается фрикционная муфта. Такое решение нельзя считать достаточным, так как при срабатывании муфты нарушается взаимное расположение шарниров переднего и заднего карданных валов, что неизбежно повышает крутильную неравномерность карданной передачи и вызывает увеличение вибрации промежуточной опоры.

К приводам дополнительного ведущего моста современных колесных тракторов предъявляются следующие основные требования: обеспечивать надежное автоматическое управление дополнительным мостом при определенном буксовании колес основного моста; не препятствовать повороту и не снижать тяговых качеств при движении на повороте; оказывать минимальное сопротивление вращению колес; обеспечивать автоматическое подключение дополнительного моста при торможении трактора; предохранять трансмиссию от перегрузок при работе в ведущем и тормозном режимах; обеспечивать высокую надежность работы и способствовать упрощению существующей конструкции.

Наиболее полно удовлетворяет предъявляемым к автоматизированным приводам требованиям разработанная реверсивная фрикционная муфта (рис. 1), которая обеспечивает автоматиче-

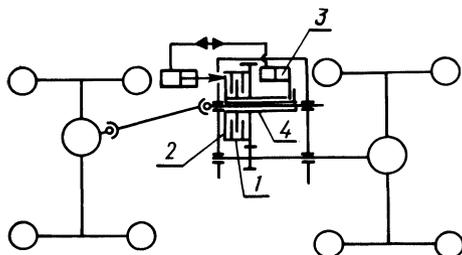


Рис. 1. Схема привода ведущих колес трактора с реверсивной фрикционной муфтой.

ское подключение переднего ведущего моста к трансмиссии при движении передним и задним ходом и позволяет использовать полный вес трактора для создания тормозной силы.

Разработанная реверсивная фрикционная муфта имеет ведущую полумуфту 1, связанную со вторичным валом КПП, ведомую полумуфту 4, связанную с передним ведущим мостом, па-

кет фрикционных дисков 2, установленных между полумуфтами, золотниковый распределитель 3. Фрикционная муфта с правильно отрегулированным моментом позволит предохранить детали привода колес переднего ведущего моста от поломок. Конструкция привода золотникового распределителя позволяет регулировать время срабатывания фрикционной муфты. Правильно выбранное время срабатывания фрикционной муфты исключит ее реагирование (т. е. включение и выключение) на кратковременные колебания тягового сопротивления, что нейтрализует отрицательное влияние частоты включения переднего моста на установившуюся прочность деталей его привода.

Итак, наиболее перспективным является межосевой привод с гидравлическим управлением, позволяющий осуществлять изменение зоны нечувствительности на случайные воздействия со стороны дороги. Такие приводы выполняют роль предохранительных муфт, что позволяет снизить динамическую нагруженность деталей привода переднего ведущего моста.

Л и т е р а т у р а

1. Прогрессивные компоновочные схемы и конструктивные параметры универсально-пропашных тракторов. Обзор. Сер. "Тракторы, самоходные шасси и двигатели". М., 1974. 2. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. М., 1968. 3. Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей. Сб. науч. трудов. Горки, 1971, вып. 19.

УДК 629.114.2. - 585

П.П. Артемьев, канд. техн. наук,
В.В. Теленченко, Г.А. Таяновский

ИССЛЕДОВАНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4 x 4 НА ТРАНСПОРТНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

Теоретическое определение действительных значений динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии трактора при работе на неустановившихся режимах, необходимо уже на стадии проектирования силовой передачи для более обоснованного расчета трансмиссии и сокращения материальных затрат и времени испытаний.

Для изучения динамических нагрузок в трансмиссиях тракторов широко применяют АВМ. Исследуемый МТА представля-

ют в виде эквивалентной динамической системы, состоящей из нескольких инерционных масс, соединенных между собой упругими связями и фрикционными элементами. Упрощение развернутой динамической системы МТА до расчетной проводилось по методике Е.И. Ривина [1].

С целью имитации скольжения в главной муфте сцепления трактора и во фрикционной муфте промежуточной опоры, а также буксования задних и передних ведущих колес по почве в динамическую схему включены фрикционные муфты. При буксовании последних на массы динамической системы действуют соответствующие моменты трения.

При трогании с места и разгоне МТА в исходном положении все массы неподвижны, за исключением маховика двигателя, вращающегося с максимальной угловой скоростью холостого хода ω_{10} . Главная муфта сцепления Φ_1 выключена. Включение сцепления Φ_1 сопровождается разгоном всей системы под действием момента трения $M_{\text{сц}}(t)$.

На модель МТА действуют крутящий момент двигателя $M_{\text{эв}}$ и крутящий момент сопротивления качению трактора и тягового сопротивления агрегата $M_{\text{с}}$.

Дифференциальные уравнения описывают поведение этой системы, т. е. составляют математическую модель. Уравнения движения масс расчетной динамической системы МТА при процессах трогания с места и разгона имеют вид:

$$\begin{array}{ll}
 \text{а) } J_1 \dot{\omega}_1 = M_{\text{эв}}(\omega_1) - M_{\text{сц}}(t); & \text{г) } J_4 \dot{\omega}_4 = M_{34} - M_{45}; \\
 e_{12} \dot{M}_{\text{сц}}(t) = \omega_1 - \omega_2; & e_{45} \dot{M}_{45} = \omega_4 - \omega_5; \\
 \text{б) } J_2 \dot{\omega}_2 = M_{\text{сц}}(t) - M_{23}; & \text{д) } J_6 \dot{\omega}_6 = M_{36} - M_{67}; \\
 e_{23} \dot{M}_{23} = \omega_2 - \omega_3; & e_{67} \dot{M}_{67} = \omega_6 - \omega_7; \quad (1) \\
 \text{в) } J_3 \dot{\omega}_3 = M_{23} - M_{34} - M_{36}; & \text{е) } J_7 \dot{\omega}_7 = M_{67} - M_{75}; \\
 e_{34} \dot{M}_{34} = \omega_3 - \omega_4; & e_{75} \dot{M}_{75} = \omega_7 - \omega_5; \\
 e_{36} \dot{M}_{36} = \omega_3 - \omega_6; & \text{ж) } J_5 \dot{\omega}_5 = M_{45} + M_{75} - M_{\text{с}}.
 \end{array}$$

Данная система дифференциальных уравнений движения масс действительна только до изменения состояния одного из сцеплений.

При прекращении буксования сцепления Φ_1 уравнения а) и б) системы (1) заменяются следующими:

$$\begin{aligned} (J_1 + J_2) \dot{\omega}_{12} &= M_{\partial B}(\omega_1) - M_{23}; \\ e_{23} \dot{M}_{23} &= \omega_{12} - \omega_3. \end{aligned} \quad (2)$$

При пробуксовке фрикционной муфты промежуточной опоры Φ_2 уравнения в) и д) заменяются следующими:

$$\begin{aligned} J_3 \dot{\omega}_3 &= M_{23} - M_{34} - M_{\Phi_2}; \\ J_6 \dot{\omega}_6 &= M_{\Phi_2} - M_{67}. \end{aligned} \quad (3)$$

При пробуксовке ведущих колес уравнения г), е) и ж) запишутся в виде

$$\begin{aligned} J_4 \dot{\omega}_4 &= M_{34} - M_{\varphi_1}; \\ J_5 \dot{\omega}_5 &= M_{\varphi_1} + M_{\varphi_2} - M_c; \\ J_7 \dot{\omega}_7 &= M_{67} - M_{\varphi_2}. \end{aligned} \quad (4)$$

В приведенных системах уравнений: ω_i и $\dot{\omega}_i$ - угловые скорости и ускорения i -й массы; $\omega_{i, i+1}$, $\dot{\omega}_{i, i+1}$ - общие угловые скорости и ускорения масс $i, i+1$; $M_{i, i+1}$ - упругий момент в звене, соединяющем i и $i+1$ массы (где $i = 1, 2, \dots, 7$); $M_{\partial B}(\omega_1)$ - крутящий момент двигателя в функции скорости вращения маховика; M_c - приведенный момент сопротивления движению МТА.

Была разработана электронная модель на основании математической модели исследуемых процессов для трактора МТЗ-82 с включенным передним мостом в агрегате с двухосным прицепом 2-ПТС-4 (рис. 1).

В электронной модели моменты инерции масс расчетной динамической системы моделируются интеграторами 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7. Напряжения на их выходах соответствуют угловым скоростям масс. Упругие звенья моделируются интеграторами 8, 9, 10 и инвертором. Напряжения на их выходах моделируют в соответствующем масштабе нагрузки в упругих звеньях.

На рис. 2 приведены записанные процессы изменения крутящих моментов при трогании с места и разгоне трактора

МТЗ-82 с включенным передним мостом в агрегате с прицепом на V передаче при прямолинейном движении по стерне озимой ржи повышенной влажности ($\varphi = 0,6$; $f = 0,1$).

Как видно из графиков, возникающие в процессе трогания и разгона машинно-тракторного агрегата крутящие моменты превышают значения, полученные при проектировании. Например, на первичном валу КП они превышают в 2 раза номинальный момент двигателя, на полуоси заднего моста в 1,5 больше мо-

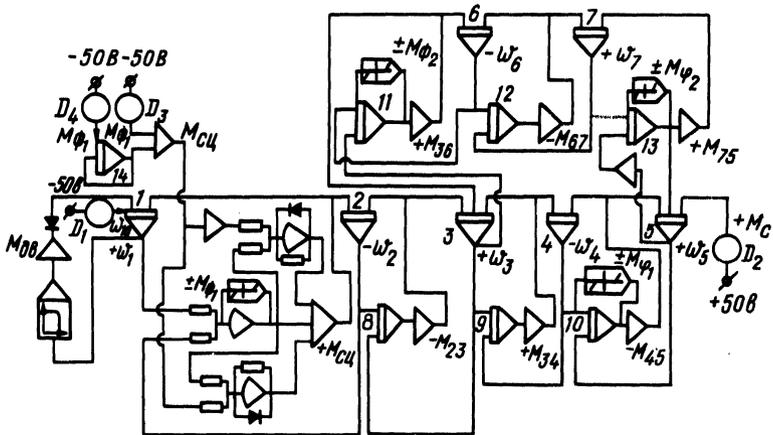


Рис. 1. Блок-схема электронной модели процесса трогания с места и разгона машинно-тракторного агрегата МТЗ-82.

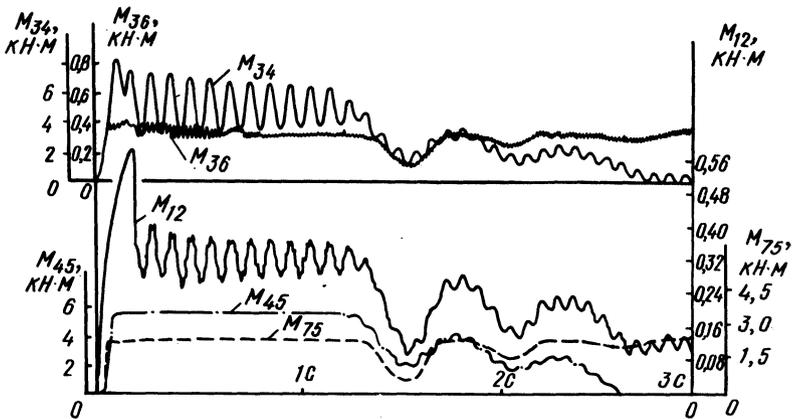


Рис. 2. Собственные крутящие моменты в трансмиссии трактора МТЗ-82 в процессе трогания с места и разгона: M_{12} — на первичном валу КП; M_{34} — на полуоси заднего моста; M_{36} — на промежуточном карданном валу; M_{45} , M_{75} — на заднем и переднем ведущих колесах.

мента по сцеплению шин с грунтом, а на промежуточном карданном валу момент достигает величины 420 Н·м, что в 1,4 раза больше момента по сцеплению шин с грунтом. Согласно опытным данным, при аналогичных условиях максимальные динамические нагрузки на промежуточном карданном валу привода переднего моста достигают величины 430 Н·м, что отличается от расчетного на 3,2%.

Предлагаемая электронная модель позволяет исследовать динамические нагрузки в силовой передаче переднего и заднего моста трактора МТЗ-82.

Л и т е р а т у р а

1. Ривин Е.И. Динамика привода станков. М., 1966.

УДК 629.113.3 - 592

Н.В. Богдан, Г.П. Грибко, канд-ты техн. наук,
И.С. Рахлей

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА ОСЯХ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

При торможении тракторного поезда изменяются нормальные реакции на осях звеньев поезда, вследствие чего передние оси звеньев догружаются, а задние разгружаются. Это приводит в результате деформации упругих элементов подвески и шин к повороту остова вокруг оси тангажа. Угловые перемещения остова при торможении часто называют кренами, так как при торможении момент, вызывающий крен, изменяется сравнительно медленно и действие его можно считать статическим [1]. При этом крены в продольной плоскости зависят от интенсивности торможения, момента инерции остова, высоты центра тяжести, упругих и демпфирующих характеристик подвески и шин. В зависимости от сочетания указанных факторов характер угловых перемещений остова и, соответственно, изменение реакций на осях будет статическим или колебательным.

Для колеса с пневматической шиной нормальная реакция может быть определена по выражению [2] :

$$R = c z + \beta \dot{z} , \quad (1)$$

где z и \dot{z} - величина и скорость деформации шины в ради-

альном направлении; c и β - коэффициенты жесткости и демпфирования шины.

Значения $z(t)$ и $\dot{z}(t)$ можно определить, решив дифференциальные уравнения, описывающие движение звеньев тракторного поезда в вертикальном и продольном направлениях. Для вывода уравнений воспользуемся методикой, приведенной в работе [1], рассматривая каждое звено тракторного поезда в отдельности и заменяя усилия в сцепках соответствующими реакциями.

Для тракторов класса 14 кН характерна следующая особенность:

$$\frac{\rho^2}{ab} \rightarrow 1, \quad (2)$$

где ρ - радиус инерции остова трактора; a и b - продольные координаты центра тяжести трактора.

В этом случае для неподрессоренной оси трактора с учетом соотношения (2) будем иметь одно уравнение

$$\frac{G}{g} \ddot{z} + 2\beta \dot{z} + 2cz = T \frac{h}{L} - P_{\text{сц}} \frac{h - h_{\text{сц}}}{L}, \quad (3)$$

где G - вес, приходящийся на ось; T - тормозная сила; h и L - высота центра тяжести и база трактора; $P_{\text{сц}}$ - усилие в сцепке; $h_{\text{сц}}$ - высота сцепного устройства.

Применяя метод суперпозиции, рассмотрим на примере уравнения (3) характер переходного процесса изменения нормальной реакции на оси при разделном действии тормозной силы и усилия в сцепке. Примем, что тормозная сила линейно возрастает в течение некоторого промежутка времени t_1 и дальше остается постоянной. Совместное решение уравнений (1) и (2) проводилось на АВМ. При этом исходные данные соответствуют конструктивным параметрам трактора МТЗ-80.

Результаты решения показывают, что время нарастания тормозной силы существенно влияет на характер переходного процесса изменения нормальной реакции. При $t_1 < \frac{\pi}{k}$, где k - частота собственных колебаний, переходный процесс определяется только параметрами колебательной системы и до определенного значения t_1 имеет вид затухающих колебаний. С увеличением t_1 амплитуда колебаний нормальной реакции на оси уменьшается. Колебание нормальной реакции удобно оценивать коэффициентом динамичности, который представляет собой отношение максимальной амплитуды реакции к ее стати-

ческому значению. Приведенная зависимость коэффициента динамичности изменения нормальной реакции от времени нарастания тормозной силы (рис. 1) показывает, что при $t_1 \geq 0,5$ с коэффициент динамичности меньше 1,05. Следовательно, изменение нормальной реакции на оси можно считать статическим только при $t_1 \geq 0,5$ с, т.е. уравнение (3) можно рассматривать без учета производных.

На характер и величину нормальной реакции, исходя из уравнения (3), влияет усилие в сцепке, изменение которого по времени зависит от многих факторов (несинхронность торможения трактора и прицепов, упруго-диссипативные характеристики буксирного устройства, зазоры в сцепке и др.). Степень этого влияния определяется разностью $h - h_{\text{сц}}$ и при $h = h_{\text{сц}}$ усилие в сцепке не будет сказываться на величине реакции.

Рис. 1. Влияние времени срабатывания тормозов трактора на коэффициент динамичности нормальной реакции на оси трактора.

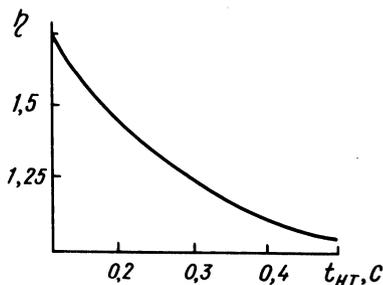
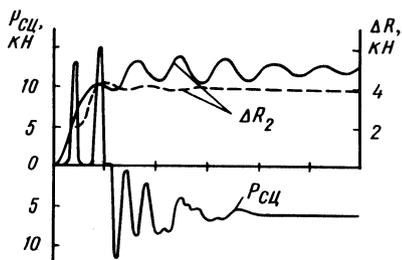


Рис. 2. Динамические характеристики изменения усилия в сцепке и нормальной реакции на задней оси трактора при торможении, полученные на АВМ: — с учетом усилия в сцепке; - - - - без учета усилия в сцепке.



На рис. 2 приведены графики изменения усилия в сцепке и нормальной реакции на задней оси трактора в процессе торможения, полученные на АВМ. Время нарастания тормозной силы выбиралось в соответствии с рис. 1 таким, чтобы при отсутствии усилия в сцепке коэффициент динамичности для нормальной реакции не превышал 1,05. Вследствие того, что усилие в сцепке имеет резко переменный характер, возникают колебания реакции на оси. Однако при небольших значениях разности $h - h_{\text{сц}}$ (в рассматриваемом примере до 100 мм) влияние

усилия в сцепке на характер изменения реакции становится несущественным и его можно не учитывать в практических расчетах.

Экспериментальная проверка приведенных выше результатов моделирования процесса торможения тракторного поезда на АВМ показала хорошее качественное совпадение данных расчета и эксперимента. При торможении тракторного поезда состоящего из трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4, только тормозами прицепа изменение нормальной реакции на оси трактора вследствие

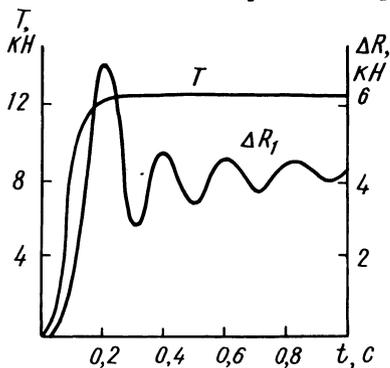


Рис. 3. Экспериментальные динамические характеристики тормозной силы на задней оси и нормальной реакции на передней оси трактора при торможении.

малой разности $h - h_{\text{сц}}$ не наблюдалось. Приведенная динамическая характеристика тормозной силы на задней оси и нормальной реакции на передней оси трактора МТЗ-80 при экстренном торможении на дороге с асфальтовым покрытием показывает (рис. 3), что время нарастания тормозной силы составляет 0,1 с. При этом нормальная реакция на передней оси увеличилась на 4,5 кН за 0,15 с, а коэффициент динамичности ее составляет 1,66.

Для снижения коэффициента динамичности нормальных реакций на осях трактора при торможении необходимо, чтобы время нарастания тормозной силы находилось в пределах 0,4 с. При этом параметры тормозной системы тракторного поезда следует выбирать так, чтобы не было значительных колебаний усилий в сцепке, а высота сцепки должна находиться как можно ближе к высоте центра тяжести трактора.

Л и т е р а т у р а

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. М., 1972.
2. Гоберман Л.А. Прикладная механика колесных машин. М., 1974.

А.Ф. Андреев, канд. техн. наук,
А.Х. Лефаров, докт. техн. наук

СТАТИЧЕСКАЯ ПОВОРОТЛИВОСТЬ ПОЛНОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ МЕЖОСЕВЫМ ПРИВОДОМ

Статическая поворотливость характеризует принципиальную возможность поворота машины с возможно меньшим радиусом поворота. Координаты полюса поворота: радиус поворота R и продольная координата X относительно задней оси машины — могут быть рассчитаны, если известна зависимость боковой силы S колеса от угла δ бокового увода. Эта зависимость в общем случае нелинейна.

Обработка опубликованных в [2] опытных данных позволяет предложить следующую формулу, описывающую физический закон изменения боковой силы в зависимости от угла увода:

$$S = \varphi G \operatorname{th} \frac{K_{y0} \delta}{\varphi G} .$$

Линеаризуя эту функцию в окрестности точки (δ_1, S_1) , получим

$$S = C_y + K_y \delta ;$$

$$K_y = \frac{dS}{d\delta} = K_{y0} \left(1 - \operatorname{th}^2 \frac{K_{y0} \delta}{\varphi G} \right) ;$$

$$C_y = \varphi G \operatorname{th} \frac{K_{y0} \delta}{\varphi G} - K_{y0} \delta .$$

Касательная сила тяги меняет характеристику увода шины ведущего колеса. Для учета этого влияния применяется принцип эллипса трения [1]. Если S_0 — боковая сила ведомого колеса, то боковая сила S при касательной силе P и том же угле увода равна

$$S = S_0 \xi_p = S_0 \sqrt{1 - \left(\frac{P}{\varphi G} \right)^2} ,$$

где ξ_p — корректирующий коэффициент по касательной силе тяги.

Рассмотрим установившийся поворот n -осной машины. При исследовании статической поворотливости влияние сил инерции не учитывается, так как рассматривается поворот с небольшой (ползучей) скоростью. Силы, действующие на машину, приводятся к боковым и продольным силам, приложенным к середи-

нам всех осей и моментам сопротивления осей повороту. Углы бокового увода наружного и внутреннего колес i -й оси принимаются равными углу увода δ_i середины оси.

С учетом известных допущений

$$\delta_i = \operatorname{tg} \alpha_i - \frac{l_i - X}{R}, \quad (1)$$

где l_i - расстояние от задней оси до i -й оси машины.

Боковая сила i -й оси определяется соответствующим углом увода середины оси и коэффициентами C_{yi} и K_{yi} , равными сумме соответствующих коэффициентов колес этой оси

$$S_i = C_{yi} + K_{yi} \delta_i. \quad (2)$$

При дифференциальной связи осей, когда касательные силы тяги каждой оси равны между собой, $P_1 = P_2 = \dots = P_i$, из уравнения статики $\sum X = 0$ найдем

$$P_i = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \sin \alpha_i + \sum_{i=1}^n F_i \cos \alpha_i}{\sum_{i=1}^n \cos \alpha_i}, \quad (3)$$

где F_i - сила сопротивления качению i -й оси.

Стабилизирующий момент шин при расчете параметров статической поворотливости имеет второстепенное значение и им можно пренебречь. В этом случае момент сопротивления повороту i -й оси машины определяется только перераспределением моментов на колесах из-за внутреннего трения межколесного дифференциала

$$M_{ci} = 0,5 B_i K_{mi} P_i, \quad (4)$$

где B_i - ширина колеи; K_{mi} - коэффициент момента трения дифференциала.

Составляя уравнения равновесия машины $\sum Y = 0$ и $\sum M = 0$ и принимая во внимание выражения (1) - (4), получим

$$\left. \begin{aligned} a_{11} R + a_{12} X &= a_1; \\ a_{21} R + a_{22} X &= a_2, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $a_{11} = \sum_{i=1}^n (C_{yi} + K_{yi} \operatorname{tg} \alpha_i) A_i$; $a_{22} = \sum_{i=1}^n K_{yi} A_i$;

$$a_1 = \sum_{i=1}^n K_{yi} l_i A_i; \quad a_{12} = \sum_{i=1}^n (C_{yi} + K_{yi} \operatorname{tg} \alpha_i) H_i -$$

$$-0,5 \sum^n B_i K_{mi} F_i ; a_{22} = \sum^n K_{yi} H_i ; a_2 =$$

$$= \sum^n K_{yi} l_i H_i ;$$

$$A_i = \cos \alpha_i + \left(\frac{\sum^n \sin \alpha_i}{\sum^n \cos \alpha_i} \right) \sin \alpha_i ;$$

$$H_i = l_i \cos \alpha_i + \left[\frac{(\sum^n l_i \sin \alpha_i - 0,5 B_i K_{mi})}{\sum^n \cos \alpha_i} \right] \sin \alpha_i .$$

Решение системы (5) производится методом последовательного приближения. При первом расчетном шаге полагаем $C_{yi} = 0$ и $K_{yi} = K_{yoi}$.

Вычислив при первом расчетном шаге боковые и продольные силы, углы бокового увода осей и корректирующий коэффициент ξ_p , находим далее коэффициенты K_{yi} и C_{yi} . Найденные значения K_{yi} и C_{yi} используются при последующем расчетном шаге.

Используя принципы описанного расчетного метода и введя дополнительно подобную аппроксимацию зависимости продольной силы от коэффициента буксования колеса, можно создать аналогичные методы расчета параметров статического поворота колесных машин с блокированным и смешанным межосевыми приводами.

Л и т е р а т у р а

1. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. М., 1975.
2. Freudenstein G. Luftreifen bei Schräg- und Kurvenlauf. - In: D. Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik. Hf. 152, 1961.

УДК 629.11.073.23

А.В. Войтиков

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ НЕУПРАВЛЯЕМОГО ТРАКТОРА НА СКЛОНЕ

Рассмотрим трактор, движущийся поперек склона. Будем считать, что скольжения в пятне контакта колес с почвой нет. Движение трактора будем изучать относительно некоторой ос-

новой неподвижной системы декартовых координат $OXYZ$ (рис. 1). За обобщенные координаты системы примем координаты центра тяжести трактора ($x_C; y_C$) и угол наклона продольной оси AB по отношению к горизонталям склона (φ), совпадающим с осью X . Из рис. 1

$$\dot{y}_A = -\dot{x}_A \operatorname{tg}(\varphi + \delta_2); \quad y_B = -\dot{x}_B \operatorname{tg}(\varphi + \delta_1), \quad (1)$$

где δ_1 и δ_2 - углы бокового увода колес соответственно передней и задней осей трактора.

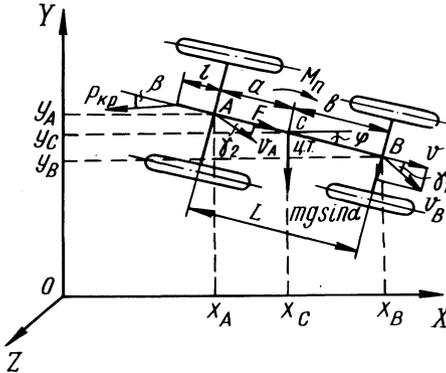


Рис. 1. Схема к определению уравнения движения неуправляемого трактора на склоне.

Уравнения (1) представляют собой уравнения неголономных связей в первоначальном виде. Преобразуем их

$$\begin{aligned} \dot{x}_A &= \dot{x}_C + a \sin \varphi \dot{\varphi} & \dot{y}_A &= \dot{y}_C + a \cos \varphi \dot{\varphi} \\ \dot{x}_B &= \dot{x}_C - b \sin \varphi \dot{\varphi} & \dot{y}_B &= \dot{y}_C - b \cos \varphi \dot{\varphi} \end{aligned} \quad (2)$$

Решая совместно уравнения (1) и (2), получим уравнения кинематических связей:

$$\begin{aligned} \dot{x}_C \sin(\varphi + \delta_1) + \dot{y}_C \cos(\varphi + \delta_1) - b \cos \delta_1 \dot{\varphi} &= 0; \\ \dot{x}_C \sin(\varphi + \delta_2) + \dot{y}_C \cos(\varphi + \delta_2) + a \cos \delta_2 \dot{\varphi} &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Для нахождения уравнения движения трактора воспользуемся уравнениями Лагранжа 2-го рода, которые для данного случая примут вид

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_C} - \frac{\partial T}{\partial x_C} &= Q_x + \lambda_1 \sin(\varphi + \delta_1) + \\ &+ \lambda_2 \sin(\varphi + \delta_2); \end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_C} - \frac{\partial T}{\partial y_C} = Q_y + \lambda_1 \cos(\varphi + \delta_1) + \lambda_2 \cos(\varphi + \delta_2);$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_z - \lambda_1 b \cos \delta_1 + \lambda_2 a \cos \delta_2, \quad (4)$$

где T - кинетическая энергия системы; Q_x , Q_y , Q_z - обобщенные силы вдоль соответствующих осей; λ_1 и λ_2 - неопределенные множители Лагранжа, являющиеся неизвестными функциями времени.

Используя принцип возможных перемещений [1], получим выражения для обобщенных сил

$$Q_x = F \cos \varphi - P_{кр} \cos(\beta - \varphi);$$

$$Q_y = -mg \sin \alpha - P_{кр} \sin(\beta - \varphi) - F \sin \varphi; \quad (5)$$

$$Q_z = M_{\Pi} - P_{кр} \sin \beta (1 + a),$$

где α - крутизна поперечного склона; m - масса трактора; M_{Π} - поворачивающий момент [2].

$$F = \Sigma X_1 + \Sigma X_2 - \Delta P_f;$$

$$M_{\Pi} = \Sigma X_1 e_1 + \Sigma X_2 e_2 + \Delta P_{f1} (0,5B_1 - e_1) + \Delta P_{f2} (0,5B_2 - e_2);$$

$$\Delta P_f = \Delta P_{f1} + \Delta P_{f2}, \quad (6)$$

где ΣX_1 и ΣX_2 - суммарные тяговые усилия, развиваемые колесами соответственно передней и задней осей трактора; e_1 и e_2 - смещения точки приложения равнодействующей реакции почвы относительно продольной плоскости симметрии колес; ΔP_{f1} и ΔP_{f2} - разность сопротивлений перекатыванию верхних и нижних по склону колес соответственно передней и задней осей трактора; B_1 и B_2 - колея соответственно передних и задних колес трактора.

Неопределенные множители Лагранжа λ_1 и λ_2 представляют собой боковые реакции, действующие на колеса передней и задней осей трактора и могут быть определены из выражений

$$\lambda_1 = k_1 \delta_1; \quad \lambda_2 = k_2 \delta_2, \quad (7)$$

где k_1 и k_2 - коэффициенты сопротивления боковому уходу колес соответственно передней и задней осей трактора.

Используя формулу Кенига для определения кинетической энергии системы [1], из уравнений (4) найдем выражения для $\ddot{x}_C, \ddot{y}_C, \ddot{\varphi}$:

$$\begin{aligned}\ddot{x}_C &= \frac{1}{m} [Q_x + k_1 \delta_1 \sin(\varphi + \delta_1) + k_2 \delta_2 \sin(\varphi + \delta_2)]; \\ \ddot{y}_C &= \frac{1}{m} [Q_y + k_1 \delta_1 \cos(\varphi + \delta_1) + k_2 \delta_2 \cos(\varphi + \delta_2)]; \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{J_C} (Q_z - k_1 \delta_1 b \cos \delta_1 + k_2 \delta_2 a \cos \delta_2),\end{aligned}\quad (8)$$

где J_C - момент инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через его центр тяжести.

Так как углы δ_1 и δ_2 малы, с достаточной точности можно принять, что $\cos(\delta_1 - \delta_2) \cong 1$; $\sin(\delta_1 - \delta_2) \cong \delta_1 - \delta_2$. Будем считать, что скорость движения трактора вдоль продольной оси постоянна ($v = \text{const}$) и, следовательно, $F = P_{\text{кр}} \cos \beta$.

Рассматривая движение продольной оси АВ относительно системы координат ХОУ, можно доказать, что

$$\delta_1 - \delta_2 = \dot{\varphi} \frac{L}{v}. \quad (9)$$

Решив уравнения (3) относительно \dot{x}_C и \dot{y}_C , подставим полученные выражения в продифференцированные по времени уравнения кинематических связей. Решая совместно полученное уравнение с уравнениями (8) и (9), после преобразований получим:

$$\left. \begin{aligned} & \delta_1 (v + \delta_1 b \dot{\varphi}) + \delta_1 \left(\frac{k_1 + mg \sin \alpha \sin \varphi}{m} + \right. \\ & \left. + \frac{k_1 b^2}{J_C} \right) + \delta_2 k_2 \left(\frac{1}{m} - \frac{ab}{J_C} \right) - g \sin \alpha \cos \varphi - \\ & - \frac{P_{\text{кр}}}{m} \sin \beta - \frac{Q_z b}{J_C} + v \dot{\varphi} = 0; \\ & \delta_2 (v + \delta_2 a \dot{\varphi}) + \delta_2 \left(\frac{k_2 + mg \sin \alpha \sin \varphi}{m} + \right. \\ & \left. + \frac{k_2 a^2}{J_C} \right) + \delta_1 k_1 \left(\frac{1}{m} - \frac{ab}{J_C} \right) - g \sin \alpha \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$-\frac{P_{кр}}{m} \sin \beta + \frac{Q_z a}{J_C} + v \dot{\varphi} = 0. \quad \left. \vphantom{\frac{P_{кр}}{m}} \right\} (10)$$

Совместное решение третьего уравнения системы уравнений (8) и уравнения (9) позволяет получить выражения для определения текущих значений δ_1 и δ_2 :

$$\delta_1 = \frac{1}{k_2 a - k_1 b} (J_C \ddot{\varphi} - Q_z + \frac{k_2 a L}{v} \dot{\varphi});$$

$$\delta_2 = \frac{1}{k_2 a - k_1 b} (J_C \ddot{\varphi} - Q_z + \frac{k_1 b L}{v} \dot{\varphi}). \quad (11)$$

Вычитая из первого выражения системы уравнений (10) второе и решая полученное уравнение совместно с продифференцированными по времени уравнениями (11), получим:

$$(\ddot{\varphi} [J_C \ddot{\varphi} - Q_z] v + (k_1 + k_2) a b \dot{\varphi}) + \ddot{\varphi} [(k_1 + k_2) a b \dot{\varphi} + (k_1^2 b + k_2^2 a) a b \dot{\varphi} - Q_z v] + g \sin \alpha \sin \varphi = 0. \quad (12)$$

Решение на ЭЦВМ для конкретного случая уравнений (11) и (12) позволит определить траекторию движения трактора, реакции связей, а также текущие углы бокового увода колес.

Полученные уравнения могут быть использованы для оценки курсовой устойчивости движения колесного трактора на склоне.

Л и т е р а т у р а

1. Добронравов В.В. Основы механики неголономных систем. М., 1970. 2. Войтиков А.В. Влияние поворота колес трактора на устойчивость его прямолинейного движения при работе на склоне. - В сб.: Автотракторостроение. Тяговая динамика и режим работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1976, вып. 8, с. 76 - 80.

Г.А. Молош, канд. техн. наук,
Ю.М. Жуковский, А.Л. Хилько, В.П. Бойков

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДНЕГО МОСТА ТРАКТОРА МТЗ-80

В настоящее время использование колесных тракторов на транспортных работах достигает 60% их занятости в народном хозяйстве, причем происходит дальнейшее повышение рабочих и транспортных скоростей движения. Работа на повышенных скоростях сопровождается увеличением динамических воздействий неровностей пути на узлы и детали трактора, а это сказывается на их надежности и долговечности.

Для определения действующих на трактор усилий были проведены сравнительные экспериментальные исследования динамической нагруженности деталей и узлов трактора МТЗ-80 с серийной и экспериментальной подвесками передних колес. Серийная подвеска в качестве упругого элемента содержит витую цилиндрическую пружину. Суммарная жесткость подвески $2C_p = 720$ кН/м, а полный прогиб составляет 35 мм. Экспериментальная подвеска содержит основной и дополнительный упругие элементы, представляющие собой витые цилиндрические пружины. Суммарная жесткость основного упругого элемента составляет $2C_p = 200$ кН/м. При вступлении в работу дополнительного упругого элемента суммарная жесткость подвески возрастает до 600 кН/м. Полный прогиб экспериментальной подвески равен 70 мм.

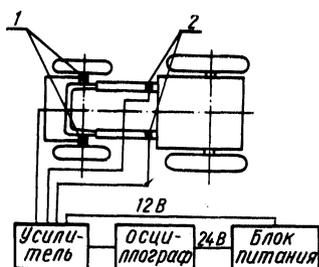
Подвеска выполнена в трех конструктивных вариантах, предусматривающих изменение момента включения дополнительной пружины путем установки специальных шайб.

Испытания проводились при переезде трактора на холостом ходу и с навесным плугом ПН-3-35 в транспортном положении через искусственную единичную неровность длиной 0,7 м и высотой 50 мм в диапазоне скоростей движения 1,6 - 8,0 м/с. На транспорте трактор испытывался в составе с прицепом 2ПТС-4 и на холостом ходу при движении по гравийному шоссе с дисперсией $D = 1,21$ см² в интервале скоростей от 4 до 8 м/с. Полевые испытания проводились на пахоте стерни озимой пшеницы поперек предыдущей обработки при движении трактора в агрегате с плугом ПН-3-35 со скоростью до 4,2 м/с.

В качестве оценочных измерителей динамической нагруженности принимались вертикальные усилия, действующие на балку переднего моста и на лонжероны в месте их крепления с корпусом муфты сцепления.

Результаты, полученные при испытаниях трактора на искусственных неровностях, обрабатывались и анализировались по среднеарифметическим значениям максимальных величин при трехкратном повторении опытов на одной скорости. Обработка результатов дорожно-полевых испытаний проводилась по методике, изложенной в работе [1], а анализ — по среднеквадратичным и максимальным значениям измеряемых величин. Для измерения динамической нагруженности использовались методы тензометрирования [2].

Рис. 1. Расположение датчиков на тракторе и блок-схема измерительной аппаратуры для регистрации вертикальных нагрузок действующих: 1 — на балку переднего моста; 2 — на лонжерон.



Измеряемые параметры регистрировались с помощью аппаратуры, состоящей из первичных преобразователей (тензорезисторов), усилителя постоянного тока и осциллографа К-12-22 с блоком питания.

Схема расположения датчиков на тракторе и блок-схема измерительно-регистрирующей аппаратуры представлены на рис. 1.

Вертикальные нагрузки, действующие на балку переднего моста трактора, измерялись по суммарной деформации труб выдвижных кулаков подвески передних колес. Тензорезисторы наклеивались в вертикальной плоскости сверху и снизу трубы каждого выдвижного кулака строго симметрично друг другу и соединялись по мостовой схеме. Тензометрические мосты обоих выдвижных кулаков параллельно соединялись между собой. Измерение изгибающих сил, действующих на лонжерон, осуществлялось с помощью тензорезисторов, наклеенных на его нижней полке и соединенных по мостовой схеме.

Значения максимальных динамических усилий, действующих на балку переднего моста и на лонжероны в зависимости от скорости движения трактора при переезде единичной неровности на холостом ходу и с плугом, приведены на рис. 2.

Сравнительный анализ результатов, полученных при переезде через единичную неровность, позволил установить, что максимальные вертикальные динамические нагрузки, действующие на балку переднего моста (рис. 2, а), у серийного трактора достигают 5,5 кН при движении на холостом ходу и 6,9 кН при движении с плугом. Установка экспериментальной подвески способствует снижению указанных нагрузок соответственно до 2,9 кН и 5,2 кН. Максимальные вертикальные динамические нагрузки на лонжероне (рис. 2, б) у серийного трактора достигают 18,6 кН и 16,8 кН при движении соответственно на холостом ходу и с плугом. Экспериментальная подвеска снижает указанные нагрузки на лонжероне при движении на холостом ходу до 16 кН и до 14,8 кН при движении с плугом.

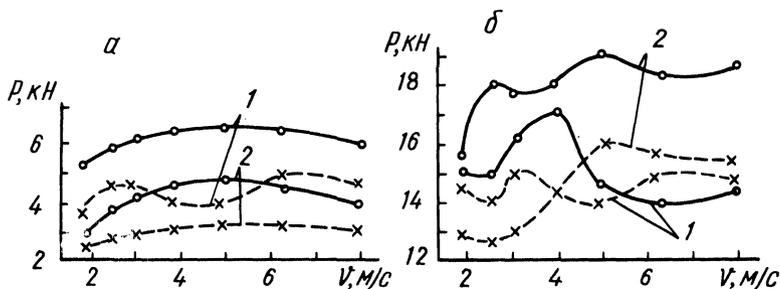


Рис. 2. Динамические нагрузки, действующие на детали переднего моста трактора при переезде через единичную неровность: а – на балку переднего моста; б – на лонжерон; 1 – с плугом; 2 – на холостом ходу; ————— подвеска серийная; - - - - -экспериментальная.

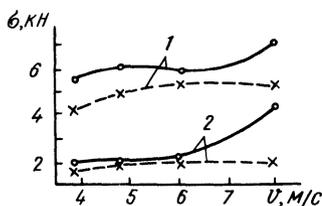


Рис. 3. Зависимость среднеквадратичных величин динамических нагрузок от скорости при движении по гравийному шоссе с прицепом 2ПТС-4: 1 – на лонжероне; 2 – на балке переднего моста; ————— подвеска серийная; - - - - -экспериментальная.

При движении трактора по гравийному шоссе с груженым прицепом 2ПТС-4 (рис. 3) среднеквадратичные величины нагрузок, действующих на балку переднего моста и лонжерон, возрастают с увеличением скорости движения при установке серийной подвески и практически остаются неизменными при установке на трактор экспериментальной подвески. При этом экспериментальная подвеска обеспечивает снижение величины среднеквадратичных динамических нагрузок, действующих на лонже-

рон, на 18 - 24% по сравнению с серийной подвеской во всем диапазоне скоростей движения. Снижение указанных нагрузок, действующих на балку переднего моста, в интервале скоростей движения 4 - 6 м/с не превышает 20%. С увеличением скорости движения до 6 - 8 м/с величина динамических нагрузок на балку переднего моста резко возрастает и достигает 4,4 кН при скорости 8 м/с, в то время как на тракторе с экспериментальной подвеской величина указанных нагрузок не превышает 2 кН во всем диапазоне скоростей движения.

Снижение жесткости подвески передних колес трактора кл. 14 кН способствует уменьшению динамической нагруженности деталей переднего моста, что позволяет значительно повысить его надежность и долговечность.

Л и т е р а т у р а

1. Отраслевая нормаль автомобилестроения. ОН 025 332-69. Плавность хода. Методы испытаний. М., 1970. 2. Шушкевич В.А. Основы тензометрии. Минск, 1975.

УДК 629.114.2

В.И. Кабанов, канд.техн.наук,
А.Х. Лефаров, докт.техн.наук

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ НЕСООТВЕТСТВИЕ В БЛОКИРОВАННОМ СИЛОВОМ ПРИВОДЕ МАШИН ТИПА 4 х 4

В настоящее время практически все исследователи сходятся на том, что основной особенностью заблокированного привода является кинематическое несоответствие расчетных скоростей движения разных осей полноприводных машин вследствие неизбежной разницы в размерах шин одной модели и эксплуатационных условий движения. Наличие кинематического несоответствия перераспределяет тяговую нагрузку между мостами (или между колесами одного моста при заблокированном межколесном приводе), повышает потери мощности в движителе и на режиме поворота машины.

При движении машины с колесами, свободно насаженными на оси (например, прицеп), или полноприводного автомобиля с дифференциальной связью всех колес в ведомом режиме происходит естественное согласование пройденного пути, угловых скоростей колес и линейных скоростей их центров. Это отно-

сится и к машине 4 x 4, замененной эквивалентной схемой из двух колес (рис. 1).

При заблокированном межосевом приводе, когда приводные валы к двум осям имеют одинаковые угловые скорости $\omega_{O1} = \omega_{O2} = \omega_O$, также возможно аналогичное кинематическое согласование. При прямолинейном движении оно определяется равенством

$$v_{T1} = v_{T2} = \omega_1 r_{k2}^o = \frac{\omega_o}{i_1} r_{k1}^o = \frac{\omega_o}{i_2} r_{k2}^o,$$

где v_{T1} и v_{T2} - расчетные (теоретические) скорости осей двух мостов; ω_{O1} и ω_{O2} - угловые скорости передних и задних колес; r_{k1}^o и r_{k2}^o - радиусы качения в ведомом режиме передних и задних колес; i_1 и i_2 - передаточные числа в приводе к передним и задним колесам (от раздаточного редуктора до колес). Следовательно, условие согласования можно записать так:

$$r_{k1}^o i_2 = r_{k2}^o i_1. \quad (1)$$

Это значит, что даже при разных размерах (моделях) колес, но соответствующих передаточных числах мостов можно получить необходимое кинематическое согласование. Если это равенство

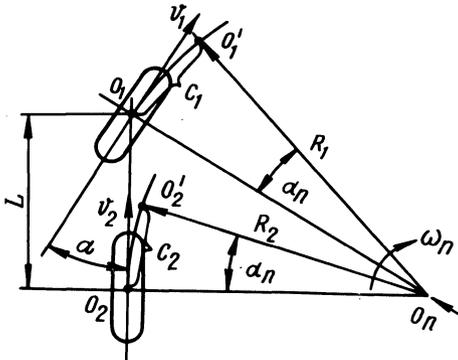


Рис. 1. Кинематическое несоответствие при движении машины на повороте.

не соблюдается за счет одного или обоих параметров, то имеет место кинематическое рассогласование, или кинематическое несоответствие. Оно значительно влияет на эксплуатационные свойства машины и оценивается безразмерным коэффициентом m_{ri}

$$m_{ri} = \frac{r_{k2}^o i_1 - r_{k1}^o i_2}{r_{k2}^o i_1}, \quad (2)$$

где m_{ri} - коэффициент кинематического несоответствия, учи-

тывающий неравенства радиусов качения в ведомом режиме и передаточных чисел мостов. При одинаковых передаточных числах двух мостов

$$m_r = \frac{r_{к2}^0 - r_{к1}^0}{r_{к2}^0} \quad (3)$$

С этим случаем мы встречаемся в машинах с колесами одной модели, но имеющими некоторую разницу в радиусах качения в ведомом режиме за счет допуска на изготовление шин, неодинакового износа протекторов, разного давления воздуха в шинах и неравных весовых нагрузках.

Если колеса строго одинаковых размеров ($r_{к1}^0 = r_{к2}^0$), а $i_1 \neq i_2$, то

$$m_1 = \frac{i_1 - i_2}{i_1} \quad (4)$$

Кинематическое несоответствие m_1 вводится в машины, где применяются межосевые муфты свободного хода, с целью автоматического отключения одного моста при движении по усовершенствованным твердым дорогам и автоматической блокировки межосевого привода при движении вне дорог (например, тракторы МТЗ-52 и 82).

Величина m_1 выбирается таким образом, чтобы компенсировать возможное рассогласование скоростей $v_{Т1}$ и $v_{Т2}$ вследствие неизбежной разницы в размерах радиусов передних и задних колес и неровностей дороги и тем самым обеспечить надежное отключение одного моста. Обычно в существующих машинах $m_1 = 0,5 \rightarrow 0,08$. В зарубежных машинах, как правило, $m_1 = 0,07$.

Условие согласования по уравнению (1), предусматривающее расчетное равенство линейных скоростей центров мостов, справедливо при прямом движении и при движении на повороте, если управляемыми являются обе оси и задние колеса движутся по следу передних. Когда управляемой является одна ось и центры мостов движутся по кривым разных радиусов, тогда, наоборот, для получения кинематического согласования пройденного пути и угловых скоростей передних и задних колес линейные скорости центров мостов должны быть неодинаковыми.

Пути, проходимые передним и задним колесами (рис.1), можно выразить следующим образом:

$$C_1 = v_{Т1} t \quad \text{и} \quad C_2 = v_{Т2} t \quad , \quad \text{откуда} \quad t = \frac{C_1}{v_{Т1}} = \frac{C_2}{v_{Т2}}$$

В это уравнение подставим значения C_1 , C_2 , v_{T1} и v_{T2} , полученные из следующих выражений:

$$C_1 = R_1 \alpha_{\Pi} \quad \text{и} \quad C_2 = R_2 \alpha_{\Pi}; \quad v_{T1} = \frac{\omega_0}{i_1} r_{k1}^0 \quad \text{и} \quad v_{T2} = \frac{\omega_0}{i_2} r_{k2}^0.$$

В результате получим условие согласования при криволинейном движении машины $r_{k2}^0 i_1 R_1 = r_{k1}^0 i_2 R_2$. Если это равенство не соблюдается, будет иметь место кинематическое несоответствие, оцениваемое коэффициентом, аналогичным указанному выше.

В общем случае

$$m_{riR} = \frac{r_{k2}^0 i_1 R_1 - r_{k1}^0 i_2 R_2}{r_{k2}^0 i_1 R_1}. \quad (5)$$

Если радиусы равны,

$$m_{iR} = \frac{i_1 R_1 - i_2 R_2}{i_1 R_1}. \quad (6)$$

Если радиусы качения не равны, а передаточные числа одинаковые,

$$m_{rR} = \frac{r_{k2}^0 R_1 - r_{k1}^0 R_2}{r_{k2}^0 R_1}. \quad (7)$$

При равных передаточных числах и радиусах качения

$$m_R = \frac{R_1 - R_2}{R_1}, \quad (8)$$

Кинематическое рассогласование может быть за счет вертикальной неровности дорожного полотна. Но и при ровной дороге возможны, как показано выше, семь случаев кинематического несоответствия-равенства (2) - (8).

При определении кинематического несоответствия в общих случаях могут оказаться неизвестными параметры, входящие в выражения (2), (5), (6), (7), и, наоборот, могут быть известны частные значения m по выражениям (3), (4), (8). Поэтому целесообразно знать связь между коэффициентами для общих и частных случаев кинематического несоответствия. Для этой цели преобразуем выражение (5)

$$1 - m_{riR} = \frac{r_{k1}^0 i_2 R_2}{r_{k2}^0 i_1 R_1} = \frac{r_{k2}^0 - r_{k2}^0 + r_{k1}^0}{r_{k2}^0} \frac{i_1 - i_1 + i_2}{i_1} x$$

$$\times \frac{R_1 - R_1 + R_2}{R_1} = (1 - m_r) (1 - m_i) (1 - m_R).$$

Откуда

$$m_{riR} = 1 - (1 - m_r)(1 - m_i)(1 - m_R); \quad (9)$$

$$m_{ri} = 1 - (1 - m_r)(1 - m_i); \quad (10)$$

$$m_{iR} = 1 - (1 - m_i)(1 - m_R); \quad (11)$$

$$m_{rR} = 1 - (1 - m_r)(1 - m_R). \quad (12)$$

Формулы (9) - (12) определяют точные значения общих (суммарных) коэффициентов m . Если в любом из этих выражений в правой части раскрыть скобки и пренебречь величинами второго и более высокого порядка малости (имеется в виду, что все частные значения m малы), то получим приближенные значения этих коэффициентов $m_{riR} = m_r + m_i + m_R$; $m_{ri} = m_r + m_i$; $m_{iR} = m_i + m_R$; $m_{rR} = m_r + m_R$.

Для практических расчетов приближенные формулы следует считать приемлемыми. Только на минимальных радиусах поворота машины, когда m_R возрастает до значения $\infty 0,2$, возможно, придется взять более точные формулы (9) - (12).

Кинематическое рассогласование в колесном движителе является главной особенностью заблокированного привода. Полученные формулы позволяют определить численные значения величин кинематического несоответствия с учетом всех основных факторов, влияющих на него.

Зная величину кинематического несоответствия, можно определить истинные величины буксований колес переднего и заднего мостов, а затем, используя соответствующие коэффициенты тангенциальной жесткости шин и грунта, установить распределение тяговой нагрузки по ведущим мостам. Последнее имеет значение не только для определения нагрузочных режимов мостов, но и, главным образом, для определения КПД движителя машины [1].

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х., Кабанов В.И. Потери мощности на буксование колесного трактора 4 x 4 с заблокированным межосевым приводом. - "Тракторы и сельхозмашины", 1971, №12.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРНЫХ ШИН

Показатели статической жесткости (радиальной, боковой и тангенциальной) определялись для следующих шин тракторов кл. 9 ... 20 кН: 7,50-20" мод. В-103; 8,3/8-20" мод. В-105-А; 11,2/10-20" мод. Ф-35; 12,4/11-20" мод. Я-296; 15-20" мод. Я-181; 13,6/12-38" Р мод. Я-261. Техническая характеристика указанных шин приведена в [1, 2].

Испытания проводились на обжимном стенде цеха испытаний МТЗ по методике, принятой в Отраслевой НИЛ колесных тракторов БПИ [2].

Нормальная нагрузка и давление воздуха в шине выбирались согласно [1] и приведены в табл. 1. В таблице даны допускаемые нагрузки при принятых для исследований внутренних давлениях воздуха. В дальнейшем все параметры шин при этих нагрузках и сами нагрузки считались расчетными.

На рис. 1 приведены нагрузочные характеристики шины 13,6/12-38 мод. Я-261. Из графиков видно, что зависимость радиальной деформации от нормальной нагрузки в пределах испытываемых режимов (до расчетных нагрузок) близка к прямой, что соответствует данным, полученным ранее на других стендах. При нормальных нагрузках, соответствующих расчетным грузоподъемностям, радиальная деформация примерно одинакова, поэтому за расчетную деформацию шины принималось среднее арифметическое радиальных деформаций при расчетных нагрузках, соответствующих выбранным давлениям в шине.

Т а б л и ц а 1. Условия проведения испытаний

Типоразмер шины	Нагрузка на шину G_k , кН при давлении p_w , МПа							
	0,08	0,11	0,14	0,15	0,18	0,20	0,22	0,25
7,50-20	-	-	-	6,1	-	-	7,8	8,35
8,3/8-20	-	-	-	5,9	6,55	-	7,75	-
11,2/10-20	6,3	-	-	9,7	-	11,75	-	-
12,4/11-20	-	-	10,0	-	11,6	12,0	-	-
15-20	12,0	14,0	15,75	-	-	-	-	-
13,6/12-38	11,3	14,3	15,7 при $p_w = 0,145$		-	-	-	-

По результатам испытаний определялись следующие параметры шин, соответствующие расчетным деформациям: статический радиус колеса пара-

$$r_{ст} = \frac{D}{2} - h_z, \quad (1)$$

где D - наружный диаметр колеса; h_z - нормальный прогиб шины;

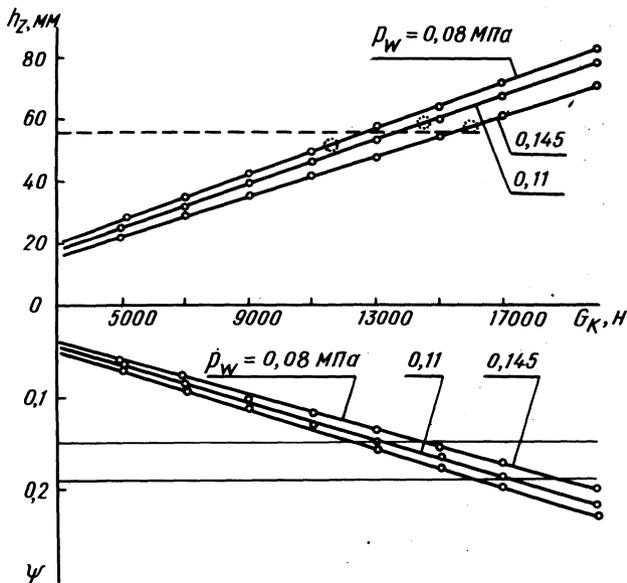


Рис. 1. Зависимость радиальной деформации h_z и относительной деформации ψ шины 13,6/12-38"Р мод. Я-261 от нормальной нагрузки при различных давлениях воздуха в ней.

коэффициент нормальной жесткости шины

$$C_z = \frac{G_k}{h_z}, \quad (2)$$

где G_k - нормальная нагрузка на шину;

относительная деформация шины

$$\psi = \frac{h_z}{B}, \quad (3)$$

где B - ширина профиля шины.

Т а б л и ц а 2. Технические характеристики некоторых тракторных шин

Типоразмер шин	Расчетные показатели шин						Коэффициент радиальной жесткости C_Z Н/мм		
	h_{Z^*} , мм	h_{Zr} , мм	r_{CT} , мм	ψ_{cp}	H, мм	H/B	$C_{Z \min}$ / (P w min)	$C_{Z \max}$ / (P w max)	$C_{Z \text{cp}}$
7,50-20	32,8	27,7	419,7	0,168	198,5	1,02	186/ (0,15)	254,6/ (0,25)	220,3
8,3/8-20	29,7	26,0	445,3	0,138	221	1,02	198,6/ (0,15)	261/ (0,22)	229,8
11,2/10-20	36,0	40,0	453	0,124	235	0,81	175/ (0,08)	326,4/ (0,20)	250,7
12,4/11-20	38,7	36,0	492,8	0,123	277,5	0,88	258,4/ (0,14)	310/ (0,20)	284,2
15-20	67,7	61,5	507,3	0,17	321	0,81	177/ (0,08)	232,6/ (0,14)	204,8
13,6/12-38	56,7	54,3	713,3	0,16	288	0,81	199/ (0,08)	276,9/ (0,145)	238,0

Данные расчета сведены в табл. 2. В этой таблице приведены также расчетные деформации шин, подсчитанные по эмпирической формуле Р.Хедкееля.

$$h_{zT} = \frac{G_k}{\pi p_w \sqrt{BD}} \quad (4)$$

Величины радиальных деформаций, подсчитанные по формуле и полученные экспериментально, отличаются незначительно; поэтому при приближенных теоретических расчетах можно пользоваться указанной зависимостью.

Основным критерием для оценки грузоподъемности шины служит величина относительной деформации, представленная выражением (3), которая характеризует кривизну изгиба боковин шины, а следовательно, и износостойкость ее каркаса. Величина относительной деформации определена по результатам длительных испытаний и должна обеспечить наибольшую ходимость шины [3]. Для сельскохозяйственных шин эта величина составляет 15 - 19% на дорогах с твердым покрытием [4].

В результате испытаний были определены величины относительной деформации и построены зависимости ее от нормальной нагрузки при различных давлениях в шине. Указанные зависимости приведены на рис. 1. Средние значения $\psi_{ср}$ приведены в табл. 2. На графике предварительно проводятся две ограничительные прямые ($\psi = 0,15$ и $\psi = 0,19$), затем строятся экспериментальные зависимости. По такому графику можно определить допустимую развесовку при различном давлении в шине и наоборот.

В процессе исследований определялись также крутильная и боковая жесткости шин. Для этих шин были вычислены коэффициенты крутильной жесткости при одинаковом угле закрутки $\beta = 20 \cdot 10^{-3}$ рад и коэффициенты боковой жесткости при одинаковой боковой деформации шины $h_y = 20$ мм. Данные расчета сведены в табл. 3, а графические зависимости крутильной и боковой деформаций шин трактора МТЗ-82 приведены соответственно на рис. 2 и 3.

Приведенные в табл. 3 минимальные и максимальные значения коэффициентов определялись соответственно при минимальном и максимальном внутреннем давлении в шине и соответствующей этому давлению нормальной нагрузке (табл. 1).

Графические зависимости, полученные в результате статических испытаний указанных выше типоразмеров шин, можно найти в работе [2].

Т а б л и ц а 3. Коэффициенты крутильной и боковой жесткости некоторых тракторных шин

Типоразмер шин	Коэффициент крутильной жесткости $C_{\beta} \cdot 10^4$, Н·м/рад.			Коэффициент боковой жесткости C_y , Н/мм		
	$C_{\beta \min}$	$C_{\beta \max}$	$C_{\beta \text{ ср}}$	$C_{y \min}$	$C_{y \max}$	$C_{y \text{ ср}}$
7,50-20	—	—	—	157,5	175,0	166,25
8,3/8-20	4,875	5,75	5,31	155,0	175,0	165,0
11,2/10-20	5,4	9,0	7,2	150,0	237,5	193,75
12,4/11-20	9,0	10,5	9,75	200,0	225,0	212,5
15-20	7,75	8,75	8,25	132,5	187,5	160,0
13,6/12-38	20,0	26,5	23,25	150,0	175,0	162,5

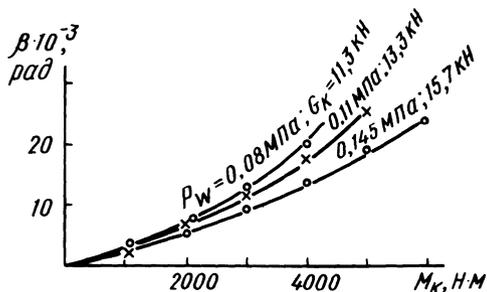


Рис. 2. Зависимость угла закручивания шины 13,6/12-38^нР мод. Я-261 от крутящего момента.

Экспериментально установлены пределы изменения основных параметров, характеризующих упругие свойства тракторных шин: коэффициентов нормальной, крутильной и боковой жесткости, полученных при различных внутренних давлениях воздуха в шине и соответствующих им нормальных нагрузках. Исходя

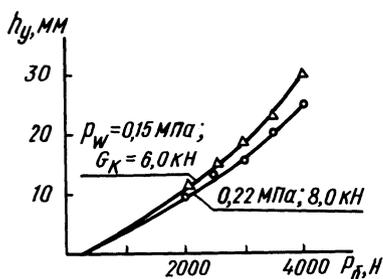


Рис. 3. Зависимость боковой деформации шины 8,3/8-20^н мод. В-105-А от боковой силы.

из значений относительной деформации, установлены пределы изменения нормальных нагрузок для различных внутренних давлений.

Л и т е р а т у р а

1. Шины пневматические для тракторов и сельхозмашин. ГОСТ 7463-75. 2. Гуськов В.В. и др. Исследование устойчивости, управляемости и динамики торможения тракторного

Входящие в уравнения (1) ускорения \ddot{x} (вдоль продольной оси машины), \ddot{y} (нормально продольной оси) и $\dot{\omega}$ — угловое ускорение относительно вертикальной оси, являются неизвестными. При решении системы уравнений (1) эти ускорения обычно выражают через другие неизвестные: углы увода осей, радиус поворота, смещение центра поворота и т.д. Имеющиеся в теории автомобиля выражения для определения ускорений центра тяжести [1, 2] не позволяют исследовать криволинейное движение колесной машины с малыми радиусами поворота.

Чтобы найти выражения для определения ускорений центра тяжести машины, воспользуемся рис. 1.

Скорость v и ускорение \dot{v} , направленные вдоль продольной оси машины (оси X), одинаковы для всех точек. Поэтому можем написать

$$v_x = v, \quad \dot{x} = \dot{v}. \quad (2)$$

При теоретических исследованиях криволинейного движения ускорением \dot{v} обычно задаются и называют его ускорением колесной машины [1 - 3] и др. Если принять ускорение \dot{v} постоянным, то скорость движения машины, направленная вдоль продольной оси, определится по известному выражению

$$v = v_0 + \dot{v}t, \quad (3)$$

где v_0 — начальная скорость движения машины.

Тангенциальное j_{tc} и нормальное j_{nc} ускорения центра тяжести определяются известными выражениями

$$j_{tc} = \dot{v}_c; \quad j_{nc} = \frac{v_c^2}{OC} = \omega^2 OC, \quad (4)$$

где v_c — полная скорость центра тяжести машины; OC — кратчайшее расстояние от мгновенного центра поворота до центра тяжести машины.

Спроектируем эти ускорения на подвижные оси координат x и y , связанные с машиной,

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \pm j_{tc} \cos DOC - j_{nc} \sin DOC; \\ \ddot{y} &= \pm j_{tc} \sin DOC + j_{nc} \cos DOC. \end{aligned} \quad (5)$$

Обозначив расстояние от мгновенного центра поворота O до центра тяжести машины C через $R_C = OC$, согласно рис.1, получаем

$$R_C = \sqrt{R^2 + (b - E)^2}; \quad \cos \angle DOC = \frac{R}{R_C}; \quad (6)$$

$$\sin \angle DOC = \frac{b - E}{R_C},$$

где R - радиус поворота машины; E - смещение центра поворота; b - расстояние от центра тяжести для задней оси.

Подставив выражения (4) и (6) в уравнение (5), получим формулы для определения ускорений центра тяжести машины, направленные вдоль подвижных осей координат x и y ,

$$\ddot{x} = \frac{\dot{v}_C R}{\sqrt{R^2 + (b - E)^2}} - \frac{v^2}{R^2} (b - E); \quad (7)$$

$$\ddot{y} = \frac{v^2}{R} + \frac{\dot{v}_C (b - E)}{\sqrt{R^2 + (b - E)^2}}. \quad (8)$$

Так как $\ddot{x} = \dot{v}$ и этим ускорением задаемся, то из уравнения (7) можно выразить ускорение \dot{v}_C и, подставив его значение в выражение (8), окончательно получим формулы для определения ускорений центра тяжести машины, направленных вдоль подвижных осей координат x и y

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} &= \dot{v}; \\ \ddot{y} &= \frac{1}{R} \left[v^2 + \dot{v}(b - E) + \frac{v^2}{2} (b - E)^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Угловая скорость поворота машины относительно оси, перпендикулярной плоскости движения, определяется известным выражением $\omega = v/R$. Дифференцируя это выражение, получим угловое ускорение машины

$$\dot{\omega} = \frac{\dot{v}}{R} - v \frac{\dot{R}}{R^2}. \quad (10)$$

Если ускорения центра тяжести машины выразить через углы увода осей, то выражения (9) и (10) примут вид

$$\ddot{x} = \dot{v}$$

$$\ddot{y} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2}{L} \left\{ v^2 + \left(b - \frac{\psi_2 L}{\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2} \right) x \right.$$

$$\left. x \left[\left(b - \frac{\psi_2 L}{\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2} \right) \frac{v^2 L^2}{[\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2]^2} + \dot{v} \right] \right\} \quad (11)$$

$$\dot{\omega} = \frac{\dot{v}}{L} [\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \psi_2] + \frac{v}{L} \left[\frac{\dot{\alpha} - \dot{\psi}_1}{\cos^2(\alpha - \psi_1)} + \dot{\psi}_2 \right]$$

Следовательно, ускорения центра тяжести, которые входят в исходные уравнения (1) криволинейного движения машины как неизвестные, выражены через два других неизвестных: радиус поворота и смещение центра поворота (выражения (9) и (10)), или через углы увода осей (выражения (11)).

По полученным выражениям, а также по формулам, опубликованным в работах [1] и [2], был произведен расчет применительно к трактору "Беларусь". В качестве исходных данных принимались следующие параметры: $v_0 = 5,55$ м/с; $\dot{v} = -0,554$ м/с²; $\alpha_0 = 0$; $\dot{\alpha} = 0,1$ 1/с; $L = 2,45$ м; $b = 0,94$ м.

Изменение углов увода осей по времени представлено в табл. 1. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Формулы для определения ускорений центра тяжести машины, приведенные в работе [1], совпадают с формулами работы [2], поэтому результаты расчета по ним также совпадают.

Сравнение результатов расчетов по предложенным зависимостям и опубликованные в работах [1] и [2] показывает, что при малых углах поворота управляемых колес (меньше 10°) величины ускорений центра тяжести машины, определенные по выражениям (9) - (11) и по [1] и [2], практически

Таблица 1

t, с	0	1	2	3	4	5
ψ_1 , рад	0,00	0,0574	0,1025	0,1390	0,1670	0,1895
ψ_2 , рад	0,00	0,0626	0,1130	0,1470	0,1760	0,2070

Т а б л и ц а 2

t, с		0	1	2	3	4	5
\ddot{x} , м/с ²	по выр. (9) – (11)	-0,554	-0,554	-0,554	-0,554	-0,554	-0,554
	по форм. [1]; [2]	-0,554	-0,530	-0,499	-0,514	-0,522	-0,635
\ddot{y} , м/с ²	по выр. (9) – (11)	-	1,095	1,720	1,940	1,900	1,700
	по форм. [1]; [2]	-	0,972	1,712	1,986	1,620	1,856
$\dot{\omega}$, 1/рад ²	по выр. (9) – (11)	-	0,237	0,219	0,226	0,235	0,251
	по форм. [1]; [2]	-	0,237	0,217	0,233	0,250	0,298

совпадают. Отличие величин ускорения, подсчитанных по различным формулам, достигает 15 – 18% при значительных углах поворота управляемых колес.

Л и т е р а т у р а

1. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., 1971. 2. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М., 1950. 3. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. М., 1970.

УДК 621.431.73

Г.М. Кокин, проф.

ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И СКОРОСТНЫЕ КАЧЕСТВА АВТОПОЕЗДОВ ОБЩЕТРАНСПОРТНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Общественные автопоезда представляют собой грузовой автомобиль с прицепами или седельный тягач с полуприцепом и предназначаются для работы на усовершенствованных дорогах.

Специальные автопоезда, предназначенные для особых условий эксплуатации, например лесовозы, трубовозы для перевозки плетей труб, поезда по перевозке тяжелых неделимых грузов и поезда на базе автомобилей высокой проходимости, в данной работе не рассматриваются.

Основными конструктивными факторами, влияющими на транспортную производительность поезда, являются грузоподъемность и скорость движения. Грузоподъемность определяется целесообразными партиями перевозимых грузов и ограничивается несущей способностью дорог по осевому весу, а также долей веса, приходящейся на ведущие колеса, от общего веса поезда.

Скорость и способность на заданной скорости преодолевать дорожные сопротивления зависят от тяговодинамических качеств, определяемых энергонасыщенностью автопоезда.

При исследовании энергонасыщенности удобным показателем является удельная мощность: отношение максимальной мощности двигателя (в л.с.) к полному весу поезда с грузом в тоннах.

Исследованиям было подвергнуто 20 общетранспортных автомобилей с прицепами и 12 седельных тягачей с полуприцепами в комплектации, рекомендуемой фирмами, производящими автомобили. Кроме автопоездов советского производства, рассмотрены автопоезда ведущих зарубежных фирм, такие, как Магирус Дейц, Ман-Бюссинг, Скания-Вабис, Фиат, Вольво, Мак, Стар и т.д.

Исследования проведены аналитическим методом, при этом путем сравнения аналитических данных с результатами заводских испытаний советских автопоездов подтверждена достаточная достоверность полученных результатов для практических выводов.

Определялась скорость движения полностью загруженного автопоезда в зависимости от удельного сопротивления дороги, характеризуемого коэффициентом $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$, где f — коэффициент, показывающий сопротивление качению колес с учетом гашения колебаний массы автопоезда и α — угол подъема дороги. Для малых углов дорожных подъемов можно принимать $\sin \alpha = \operatorname{tg} \alpha = i$ подъему дороги.

В результате дорожных испытаний, проводимых на автозаводах, Центральным автомобильным полигоном НАМИ, по исследованиям Л.Х.Гилелеса, А.В.Зотова и других авторов, по наибольшей математической плотности коэффициент дорожного сопротивления можно принимать:

1) для горизонтального асфальтированного или бетонного шоссе в хорошем состоянии $\psi = f = 0,02 - 0,023$;

2) для асфальтированного шоссе среднего качества по равнинной местности $\psi = 0,033$;

3) для асфальтированного шоссе среднего качества по холмистой местности или для гравийного шоссе по равнинной местности. $\psi = 0,042$;

4) тяжелые дороги, гравийное шоссе ниже среднего качества по холмистой местности, грунтовые улучшенные дороги $\psi = 0,076$;

5) наиболее трудные режимы на гравийных и грунтовых дорогах в весенне-осенний период $\psi = 0,12 - 0,18$.

При определении скоростных качеств автопоездов в зависимости от удельной мощности двигателя в случае указанных выше удельных дорожных сопротивлений получился большой разброс показателей. Это объясняется тем, что все автопоезда имеют сравнительно малые удельные мощности двигателей и на их скоростные качества в большой степени влияют количество передач в коробке передач трансмиссии и значения интервалов передаточных чисел.

Чтобы более удобно было работать с полученными данными, пришлось прибегнуть к статистической обработке их с исключением резких отклонений. В результате получены усредненные показатели, приведенные в табл. 1.

Из данных таблицы следует, что автопоезда с удельной мощностью до 6 л.с./т имеют неудовлетворительную динамику и на магистральных дорогах вызывают замедление скорости общего потока транспорта.

Автопоезда с удельной мощностью 8-9 л.с./т, имея среднюю скорость движения на асфальтированных дорогах по равнинной местности 47 км/ч, не будут вызывать замедления общего потока транспорта, однако возможности повышения транспортной производительности за счет увеличения скорости движения у них не исчерпаны.

Значительно улучшены скоростные качества у автопоездов с удельной мощностью 10,9 л.с./т. Максимальная скорость их 76 км/ч и средняя скорость в зависимости от вида наиболее распространенных дорог лежит в пределах 58 - 48 км/ч. При этом заметного увеличения расхода топлива на тонно-километры перевозимого груза не происходит.

Т а б л и ц а 1. Среднестатистические показатели автопоездов общетранспортного назначения

Удельная мощность, л.с./т	Количество обследован- ных поездов	Скорость движения при различных суммарных дорожных сопротивлениях, км/ч			
		0,020	0,033	0,042	0,076
До 6 включительно	8	50	34	27	13
Свыше 6 до 7 вклю- чительно	6	60	42	30	17
Свыше 7 до 8 вклю- чительно	9	62	44	34	20
Свыше 8 до 9 вклю- чительно	5	68	47	36	20
9,5	2	71	50	38	20
10,9	2	76	58	48	28

Наиболее трудные режимы движения, характеризуемые коэффициентом сопротивления $\psi = 0,12$, обеспечиваются всеми автопоездами, кроме автопоезда МАК-795. Режимы движения, характеризуемые коэффициентом $\psi = 0,18$, обеспечиваются только автопоездами советского производства и фирмы Скания Вабис. В этом случае скорость движения их в пределах 6 - 9 км/ч.

При условии равномерного распределения нагрузки на шины всех колес практикуются компоновки автопоездов, когда на ведущие колеса от общего веса поезда с грузом приходится 40 или 30%. В некоторых случаях снижают нагрузку до 20%. При коэффициенте сцепления шин с дорогой $\varphi = 0,5$ автопоезда могут преодолевать дорожные сопротивления, характеризуемые коэффициентом ψ , равным соответственно 0,2, 0,15 и 0,1. На скользких и грязных дорогах коэффициент сцепления шин с дорогой снижается до 0,2. Соответственно снижается и способность преодоления дорожных сопротивлений.

В связи с изложенным при весе на ведущие колеса менее 30% от общего веса, на сырых и скользких дорогах автопоезда уверенно двигаться не могут и создают пробки для всего потока транспорта.

Таким образом, для автопоездов в составе седельного тягача и полуприцепа с учетом того, что их комплектация постоянна, чтобы повысить транспортную производительность, целесообразно принимать удельную мощность 10 - 11 л.с./т и максимальную скорость на высшей передаче 75 - 80 км/ч.

С целью уверенного движения на грязных и скользких дорогах на шины ведущих колес должно приходиться 40% от общего веса поезда.

Для автопоездов в составе общетранспортного грузовика и прицепов, с учетом возможности изменения общего веса поезда за счет изменения состава прицепов, для работы на магистральных загородных дорогах возможно снижение удельной мощности до 7 л.с./т и максимальной скорости до 60 км/ч. С меньшими удельными мощностями автопоезда могут применяться только в специфических условиях, когда они не будут влиять на скорость общего потока транспорта, а простои под погрузочно-разгрузочными операциями будут оказывать большее влияние на производительность, чем скорость движения.

При удельной мощности менее 9 л.с./т на скоростные качества автопоезда особое влияние оказывают плотность и величина передаточных чисел коробки передач трансмиссии. В этом

случае желательно иметь у механической коробки не менее 8 передач с убывающей плотностью передаточных чисел, близкой к гармоническому ряду.

УДК 621.432.013.7

Л.Я. Волчок, докт. техн. наук,
Мартинес Р. Мартинес, П.В. Прокашко

ОБ ИЗМЕНЕНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА ПРИ ВТЕКАНИИ В СОСУД

С решением подобных задач приходится сталкиваться при изучении процессов газообмена в двигателях внутреннего сгорания и в других тепловых машинах. Задачу будем решать в условиях адиабатического перетекания газа.

Одним из случаев подобных процессов является истечение газа из сосуда ограниченной емкости в сосуд, находящийся под вакуумом. Такую систему можно представить в виде цилиндра (рис. 1) объемом V с нетеплопроводными стенками, разделенного нетеплопроводной перегородкой на две части V_1 и V_2 , т.е. $V = V_1 + V_2$.

Пусть в первой полости V_1 заключен газ в количестве m кг при давлении p_0 и температуре T_0 . Откроем кран в перегородке, дав возможность газу перетекать во вторую полость до полного выравнивания давлений в обеих полостях.

Задача заключается в определении конечного давления p в обеих полостях, количества газа m_1 и m_2 и температуры его T_1 и T_2 соответственно в первой и второй полостях.

До начала перетекания газа мысленно разделим первую полость подвижной перегородкой так, чтобы в левой части ее было заключено m_1 , а в правой m_2 кг газа. При открытии крана газ в количестве m_2 перетечет во вторую полость, а оставшаяся часть m_1 расширится и давление понизится от p_0 до p , а температура от T_0 до T_1 .

Так как процесс расширения происходит без теплообмена с внешней средой, то работа адиабатического расширения газа в первой полости будет полностью передана газу, перетекшему во вторую полость (работа "проталкивания" газа), что вызовет повышение температуры его до T_2 . Следовательно, можно написать:

$$m_1 c_V (T_0 - T_1) = m_2 c_V (T_2 - T_0), \quad (1)$$

где c_V - теплоемкость газа при постоянном объеме, которую будем принимать как независимую от его температуры.

Учитывая, что

$$m_1 + m_2 = m, \quad (2)$$

получим

$$m T_0 = m_1 T_1 + m_2 T_2. \quad (3)$$

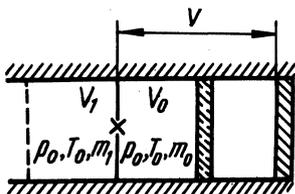


Рис. 1.

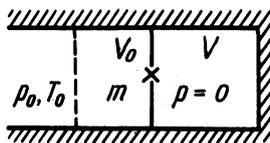


Рис. 2.

Газ в количестве m_1 до начала перетекания занимал в первой полости объем V_1' , который можно выразить в следующем виде:

$$V_1' = m_1 R T_0 / p_0. \quad (4)$$

Поэтому на основании уравнения адиабаты можно записать:

$$p^{\frac{1}{k}} V_1 = p_0^{\frac{1}{k}} V_1' = p_0^{\frac{1}{k}} m_1 R T_0 / p_0. \quad (5)$$

Если, кроме того, учесть, что

$$m = p_0 V_1 / R T_0; \quad m_1 = p V_1 / R T_1; \quad m_2 = p V_2 / R T_2; \quad (6)$$

то путем совместного решения приведенных уравнений можно получить

$$p = p_0 \nu_1, \quad (7)$$

$$T_1 = T_0 \nu_1^{\frac{k-1}{k}}, \quad (8) \quad T_2 = T_0 \frac{1 - \nu_1^{\frac{1}{k}}}{1 - \nu_1^{\frac{1}{k}}}, \quad (9)$$

$$m_1 = m \nu_1^{\frac{1}{k}}, \quad (10); \quad m_2 = m (1 - \nu_1^{\frac{1}{k}}), \quad (11)$$

где $\nu_1 = V_1/V$.

Второй случай - перетекание газа из неограниченного пространства в цилиндр объемом V , находящийся под вакуумом, до установления в нем давления, равного наружному давлению p_0 .

Подобно предыдущему, выделим подвижной перегородкой (рис. 2) объем V_0 газа массой m , который перетечет в цилиндр. Масса m связана с начальными и конечными параметрами состояния следующим равенством:

$$m = p_0 V_0 / R T_0 = p_0 V / R T, \quad (12)$$

где T_0 и T - температуры газа вне цилиндра и в цилиндре в конце процесса перетекания.

Новое состояние системы полностью определится конечной температурой газа в цилиндре T .

Работа проталкивания газа, совершаемая наружной средой, в этом случае будет

$$L_{\text{пр}} = p_0 V_0. \quad (13)$$

Тогда изменение температуры газа, зашедшего в цилиндр, выразится так:

$$T - T_0 = A p_0 V_0 / m c_V, \quad (14)$$

или с учетом равенства (12)

$$T - T_0 = T_0 A R / c_V = T_0 (k - 1), \quad (15)$$

$$\text{откуда } T = k T_0. \quad (16)$$

На создание вакуума в цилиндре затрачена работа

$$L_B = p_0 V, \quad (17)$$

а возвращенная часть этой работы, вызвавшая повышение внутренней энергии зашедшего в цилиндр газа, выражена равенством (13), т.е. равна работе проталкивания газа. Отсюда доля возвращенной работы δ будет

$$\delta = p_0 V_0 / p_0 V = R T_0 m / R T m = 1/k. \quad (18)$$

Нетрудно убедиться, что на любой стадии заполнения цилиндра газом температура его также будет определяться равенством (16). Действительно, равенство (14) справедливо для произвольного количества газа m , если объем V_0 будет соответствовать этому количеству газа. Физически это означа-

ет, что любому количеству газа, зашедшего в цилиндр, сообщается пропорциональная доза работы проталкивания, повышающая температуру до значения согласно равенству (16).

Третий случай - перетекание газа из неограниченного пространства в цилиндр, в котором произошло расширение газа.

Пусть в цилиндре (рис. 3) объемом V_0 заключено m_0 кг газа при давлении p_0 и температуре T_0 , таких как у наружной среды. Перемещая поршень, увеличим объем цилиндра до V и откроем доступ наружного газа в цилиндр до выравнивания давлений (т.е. до p_0).

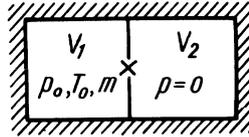


Рис. 3

Для этого случая начальное состояние и количество газа характеризуются параметрами p_0 , V_0 , T_0 и m_0 ; промежуточное (в конце расширения) - p'_0 , V' , T' и m'_0 ; конечное (после заполнения цилиндра до выравнивания давления) - p_0 , V , T и m .

Требуется найти T и долю возвращенной работы δ в зависимости от отношения

$$\varepsilon = V/V_0. \quad (19)$$

Параметры промежуточного состояния

$$p'_0 = p_0 \cdot 1/\varepsilon^k \quad (20); \quad T'_0 = T_0 \cdot 1/\varepsilon^{k-1}. \quad (21)$$

Работа проталкивания газа при заполнении цилиндра

$$L_{пр} = p_0 V_1 = m_1 R T_0, \quad (22)$$

где $m_1 = m - m_0$ - количество зашедшего в цилиндр газа, (23)

$$V_1 = m_1 R T_0 / p_0 \quad - \text{его объем при } p_0 \text{ и } T_0. \quad (24)$$

Уравнение теплового баланса по окончании процесса заполнения цилиндра:

$$m c_V T = m_0 c_V T'_0 + m_1 c_V T_0 + AR m_1 T_0, \quad (25)$$

или с учетом равенства (21):

$$T = T_0 \left(\frac{m_0}{m} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} + \frac{m_1}{m} k \right). \quad (26)$$

Так как $m_0 = p_0 V_0 / R T_0$ и $m = p_0 V / R T$ и учитывая равенство (23), получаем

$$\frac{m_0}{m} = \frac{V_0}{V} \frac{T}{T_0} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{T}{T_0}; \quad (27)$$

$$\frac{m_1}{m} = \frac{m - m_0}{m} = 1 - \frac{1}{\varepsilon} \frac{T}{T_0}. \quad (28)$$

Совместное решение уравнений (26), (27) и (28):

$$T = T_0 \frac{k}{1 + \frac{k}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon k}}. \quad (29)$$

Работа внешних сил L_B , совершенная при переводе системы из начального состояния в промежуточное, находится как разность работы по созданию вакуума в объеме $(V - V_0)$ и работы L_P расширения газа в цилиндре. Последняя с учетом равенства (20) выразится

$$L_P = \frac{p_0 V_0}{k-1} \left(1 - \frac{p_0 V}{p_0 V_0} \right) = \frac{p_0 V_0}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right). \quad (30)$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} L_B &= p_0 (V - V_0) - \frac{p_0 V_0}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) = \\ &= p_0 V_0 \left(\varepsilon - 1 - \frac{1}{k-1} + \frac{1}{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right). \end{aligned} \quad (31)$$

Отсюда доля возвращенной работы δ найдется как отношение работы проталкивания (22) к работе внешних сил (31):

$$\delta = \frac{m_1 R T_0}{m_0 R T_0} \frac{1}{\varepsilon - 1 - \frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)}. \quad (32)$$

Или с учетом выражений (27), (28) и (29):

$$\delta = \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^k}}{k \left(1 - \frac{k}{k-1} \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)}. \quad (32a)$$

Нетрудно видеть, что при $\varepsilon \rightarrow \infty$ выражение (29) переходит в (16), а (32a) в (18), т.е. третий случай совпадает со вторым.

Таким образом, одним из случаев использования результатов изложенной работы является расчет возможного подогрева воздуха, поступающего в цилиндр дизеля при его пуске, если для обеспечения пуска применять задержку открытия впускного клапана, а также расчет повышения температуры свежего заряда в процессе впуска в цилиндр двигателя.

УДК 621.436.038

В.С. Глушаков, канд. техн. наук,
В.И. Войцеховский, А.Н. Сарапин, доц.,
Г.Г. Сумцов

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ"

На отечественных тракторных двигателях в настоящее время в основном устанавливаются топливные насосы рядного типа с механическим всережимным регулятором. Наиболее распространенной моделью (с годовым выпуском более 300 тыс. шт.) является четырехплунжерный насос УТН-5. Несмотря на ряд преимуществ в сравнении с насосом типа 4ТН-8,5 x 10, топливный насос УТН-5 имеет и некоторые недостатки. Это - недостаточная стабильность рабочих параметров, неудобство регулировки топливоподачи по секциям, сложность монтажа и демонтажа рабочих элементов и др.

С учетом тенденции к формированию тракторных двигателей как по частоте вращения коленчатого вала n , так и по среднему эффективному давлению p_e за счет турбонаддува Ногинским заводом топливной аппаратуры разработана конструкция малогабаритного топливного насоса серии "М" типа 4МТНМ, предназначенного для перспективных форсированных тракторных двигателей.

Топливный насос типа 4МТНМ представляет собой малогабаритный четырехплунжерный рядный насос, имеющий уменьшен-

ное расстояние между осями и увеличенный диаметр плунжера по сравнению с УТН-5 (соответственно 27 и 9 мм вместо 32 и 8,5 мм). Насос снабжен подкачивающей помпой поршневого типа, механическим всережимным регулятором прямого действия с переменным натяжением пружины, автоматическим обогастителем и корректором подачи топлива. Причем насос имеет единый корпус с регулятором.

Конструкция подкачивающей помпы предусматривает возможность установки бесконтактного датчика расхода топлива, который может быть использован для автоматизации двигателя и трансмиссии и в приборе для измерения загрузки и энергозатрат двигателя.

Топливный насос 4МТНМ выгодно отличается от серийного насоса УТН-5. Он имеет на 32 - 34% меньшую металлоемкость, проще в регулировке, размещение насосной секции в отдельном корпусе не требует дополнительных приспособлений и позволяет быстро выполнять необходимые сборочно-разборочные работы при ремонте. За счет смазывания топливом деталей насоса и регулятора, корпуса которых сообщаются с дренажной трубкой форсунок, сокращается трудоемкость технического обслуживания и достигается экономия масла.

На Минском тракторном заводе были проведены сравнительные испытания топливных насосов УТН-5 и 4МТНМ. Испытания проводились на двигателе Д-240 трактора МТЗ-80 путем снятия регуляторных и нагрузочных характеристик.

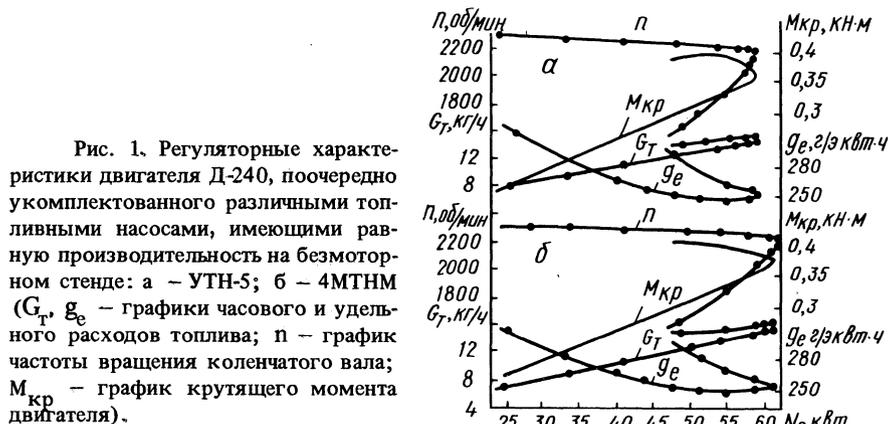


Рис. 1. Регуляторные характеристики двигателя Д-240, поочередно укомплектованного различными топливными насосами, имеющими равную производительность на безмоторном стенде: а - УТН-5; б - 4МТНМ (G_t , g_e - графики часового и удельного расходов топлива; n - график частоты вращения коленчатого вала; $M_{кр}$ - график крутящего момента двигателя).

На рис. 1 приведены внешние регуляторные характеристики двигателя Д-240 при работе поочередно с топливными насосами УТН-5 и 4МТНМ на одном и том же комплекте форсунок

ФД-22. Из этих графиков видно, что топливный насос типа 4МТНМ обеспечил получение необходимых мощностных и экономических показателей двигателя Д-240. Причем, имея одинаковую часовую производительность на безмоторном стенде, топливный насос 4МТНМ обеспечил большую мощность N_e (62,0 кВт) в сравнении с насосом УТН-5 (59,0 кВт). Это является следствием меньшего перепада подачи топлива на безмоторном стенде и двигателе.

Для оценки возможности дальнейшей форсировки двигателя по среднему эффективному давлению за счет цикловых подач топлива при частоте вращения коленчатого вала 2200 об/мин были сняты нагрузочные характеристики с топливными насосами УТН-5 и 4МТНМ, которые приведены на рис.2. Как следует из этого графика, при работе двигателя Д-240 с насосом 4МТНМ на максимальной мощности имеет место снижение удельного расхода топлива g_e на 3,5 г/экВт.ч в сравнении с насосом УТН-5.

Вследствие лучшего подбора закона подачи топлива у насоса 4МТНМ при максимальной мощности двигателя удельный расход топлива ниже, что дает возможность форсировать двигатель по среднему эффективному давлению.

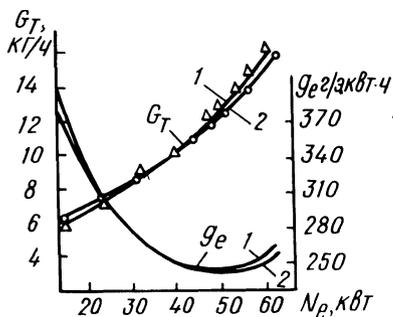


Рис. 2. Нагрузочные характеристики двигателя Д-240, поочередно укомплектованного различными топливными насосами: 1 — УТН-5; 2 — 4МТНМ (G_T , g_e — графики часовой и удельного расходов топлива).

При установке на топливный насос датчика расхода топлива изменяется схема топливоподачи в системе низкого давления, где отсечной канал изолирован от впускного, а отсечное топливо перепускается к фильтру тонкой очистки. Такая схема топливоподачи уменьшает на 23% зависимость давления всасывания в головке топливного насоса от числа оборотов двигателя, что способствует лучшему пуску двигателя.

Применение на насосе 4МТНМ приводного вала с кулачком привода топливоподкачивающего насоса, имеющим эксцентриситет 4 мм, на 8,6% увеличивает сигнал датчика расхода топли-

ва по сравнению с насосом УТН-5, имеющим эксцентриситет 3,25 мм, или позволяет уменьшить габариты датчика.

Из результатов исследований вытекает, что топливный насос 4МТНМ обеспечивает меньший удельный расход топлива при максимальной мощности, позволяет в большей степени форсировать двигатель по среднему эффективному давлению и рекомендован для установки на двигателях Д-240.

Топливный насос 4МТНМ с датчиком расхода топлива перспективен для использования на тракторах с системами автоматического управления двигателем и трансмиссией и для установки на трактор новых приборов для определения и суммарного учета энергетических режимов работы двигателя.

УДК 621.436.019

Г.М. Кухаренок, канд. техн. наук,
Д.М. Пинский

РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ НА ЭЦВМ

В настоящее время все более широкое распространение получают методы расчета рабочего цикла двигателей на электронных цифровых вычислительных машинах с целью определения влияния различных факторов на качество рабочего цикла и его оптимальных показателей [1, 2].

В статье изложена методика и программа расчета рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ "Наири" - одной из наиболее распространенных вычислительных машин в нашей стране. Программа предназначена для решения инженерных задач, не требующих высокой скорости вычислений.

Расчет текущих давлений в процессах сжатия, сгорания и расширения ведется по одному и тому же уравнению [3]

$$p_n = \frac{\frac{2}{A} B_o H_u (\Delta x_n - \Delta x_w) + p_{n-1} \left(\frac{k_n + 1}{k_n - 1} V_{n-1} - V_n \right)}{\frac{k_n + 1}{k_n - 1} V_n - V_{n-1}}, \quad (1)$$

где p_{n-1} , V_{n-1} и p_n , V_n - соответственно давления и объемы в начале и конце рассматриваемого участка; A - термический эквивалент работы; B_o - цикловая подача топлива; H_u - низшая теплотворность топлива; k_n - величина отношения теплоемкостей для середины участка; Δx_n - относи-

тельное количество тепла, выделившегося на участке; Δx_{w_n} - относительные потери тепла от газов в стенке.

В процессах сжатия и расширения $\Delta x_n = 0$. При расчете процесса сгорания Δx_n берется из опытных данных или при их отсутствии приближенно определяется расчетным путем по уравнению И.И.Вибе [1]

$$\Delta x_n = e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_{n-1}}{z} \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_n}{z} \right)^{m+1}}, \quad (2)$$

где φ_{n-1} и φ_n - углы поворота коленчатого вала от момента самовоспламенения топлива до начала и конца расчетного участка; m - показатель характера сгорания; φ_z - условная продолжительность сгорания.

Значение k для продуктов сгорания дизельного топлива и воздуха определяется по эмпирическому уравнению [1]

$$k_n = 1,259 + \frac{76,7}{T_{n_{cp}}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\alpha} \right) x_{n_{cp}}, \quad (3)$$

где $T_{n_{cp}}$ - средняя температура газов на участке; α - коэффициент избытка воздуха; $x_{n_{cp}}$ - относительное количество

тепла, выделившегося от начала сгорания до середины рассматриваемого участка.

Температура газов определяется из характеристического уравнения

$$T_n = \frac{p_n V_n}{R M_a \mu x_n}, \quad (4)$$

где M_a - количество молей газов в начале сжатия; μ_x - текущий коэффициент молекулярного изменения; R - универсальная газовая постоянная.

$$\mu_{x_n} = 1 + (\mu - 1) x_n, \quad (5)$$

где μ - коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси.

В процессе расширения $x = 1$, соответственно $\mu_x = \mu$.

В процессе сжатия

$$k_n = 1,438 - 1,05 \cdot 10^{-4} T_{n_{cp}}, \quad (6)$$

и коэффициент молекулярного изменения $\mu_x = 1$.

Относительные потери тепла от газов в стенку на расчетном участке находятся из выражения

$$\Delta x_{w_n} = \frac{\Delta \varphi}{6n3600V_o H_{и}} \left\{ \left[\alpha_{\Gamma} (T - T_{\Gamma}) F_{x} \right]_{\text{ср}} + \left[\alpha_{\Gamma} (T - T_w) F_w \right]_{\text{ср}} \right\}, \quad (7)$$

где n - число оборотов; α_{Γ} - коэффициент теплоотдачи от газов в стенку; T_{Γ} - средняя температура поверхности гильзы, соприкасающейся с газами; F_x - поверхность гильзы, соприкасающейся с газами в рассматриваемый момент времени; T_w , F_w - температура и площадь поверхности, постоянно соприкасающейся с газами; ср - среднее арифметическое между значениями выражения в скобках для начала и конца расчетного участка.

Для определения коэффициента теплоотдачи от газов в стенку принята формула Эйхельберга, применяемая рядом исследователей

$$\alpha_{\Gamma} = a \sqrt[3]{c_m} \sqrt{P T},$$

где c_m - средняя скорость поршня; a - постоянный коэффициент, учитывающий интенсивность вихреобразования в цилиндре. Для быстроходных тракторных дизелей принимается $a = 2,7$.

Расчет рабочего цикла на ЭЦВМ "Наири" ведется согласно приведенной программе, которая составлена на языке автоматического программирования. В программе приняты следующие основные обозначения: $\gamma_7, \gamma_8, \gamma_9, \gamma_{10}, \gamma_{11}, \gamma_{12}$ - углы поворота коленчатого вала, соответствующие началу сжатия, началу сгорания, концу расширения, продолжительности сгорания, шагу расчета и углу поворота коленчатого вала от момента воспламенения топлива до начала рассматриваемого участка, град: δ - коэффициент перевода из градусов в радианы; $\delta_0, \delta_1, \delta_2$ - объемы газов, соответствующие началу расчетного участка, концу участка и началу сжатия, см³; p_0, t_0 и p_1, t_1 - давления и температуры газов, соответствующие началу и концу расчетного участка, кгс/см² и °K; t_2 и t_3 - температуры поверхности камеры сгорания, имеющей постоянную площадь соприкосновения с газами, и гильзы, °K; s_0 - площадь поверхности камеры сгорания, постоянно соприкасающейся с газами, м²; s_1 - площадь поверхности гильзы, соприкасающейся с газами в рассматриваемый момент времени, м²; r и d -

радиус кривошипа и диаметр цилиндра, мм; γ - отношение r/l ; c_m - средняя скорость поршня, м/с; n - число оборотов коленчатого вала, об/мин; o - количество тепла, введенного в цикл, ккал/цикл; λ - текущий коэффициент молекулярного изменения; m - количество молей газов в начале сжатия, моль/цикл; e - степень сжатия; m - показатель характера сгорания; a - постоянный коэффициент в формуле Эйхельберга; b_o - удельный индикаторный расход топлива, г/л.с.-ч; b_1 - низшая теплотворность топлива, ккал/кг; b_2 - коэффициент избытка воздуха; x - относительные потери тепла от газов в стенки; x_1 - относительное количество тепла, выделившегося на участке, определенное по формуле И.И.Вибе; ψ_1 - экспериментальные значения относительного количества тепла, выделившегося на участке; x_2 - относительное количество тепла, выделившегося к рассматриваемому моменту времени; p_2 - среднее индикаторное давление, кгс/см²; x_3 - индикаторный КПД.

При нажатой клавише "вариант" расчет процесса сгорания ведется по экспериментальным значениям относительного количества тепла, выделившегося на участке. При выключенной клавише "вариант" эти значения определяются расчетом.

По результатам расчета для каждого участка печатаются следующие величины: p_n ; T_n и x_n . В конце его даются значения p_i , η_i и g_i .

Индикаторные диаграммы, рассчитанные по приведенной программе с шагом расчета, равным 2 град, совпадают с экспери-

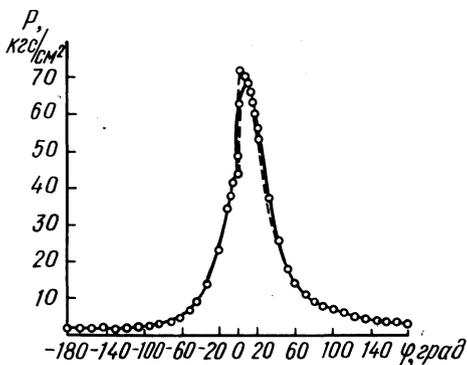


Рис. 1. Расчетные и экспериментальная индикаторные диаграммы для номинального режима работы дизеля Д-240: — при расчете процесса сгорания по опытным значениям Δx_n ; - - - - - при расчете процесса сгорания по значениям Δx_n , определенным по уравнению И.И.Вибе; o o o o - экспериментальная диаграмма.

ментальными на участках сжатия и расширения (рис.1). На участке сгорания практически полное совпадение получено при расчете по опытным значениям Δx_n . При расчете с использованием уравнения И.И.Вибе некоторое отличие в индикаторных

ПРОГРАММА РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ

```

an 112 r 190 ш 13 tx 12 lрδ8
1 выδ1=(δ2/ε)((1+0.5(ε-1)((1-сг1)+0.25ш(1-с(2г1))))
  δ1=√((1-сг1)+0.25ш(1-с(2г1)))×0.000001πg
  х0=(г11а(ε(0.333333 lnс))/21600но)((√(ρ0t0))(t0-t2)δ1+
    (√(ρ0t0))(t0-t3)δ0)
  ρ1=(854000(х1-х0)+ρ0(((y+1)δ0/(y-1))-δ1))/(((y+1)δ1/(y-1))-
    -δ0)
  t1=0.01ρ1δ1/848м((1+(л-1)х2))  l1=l1+0.005(ρ0+ρ1)(δ1-δ0)
  ρ0=ρ1  δ0=δ1  t0=t1  l0=l1
2 выго г7 г8 г9 г10 г11 г12 δ0 δ2 t0 ρ0 t2 t3 ε0
3 выг ы г с н о л м е ш а в2 в1
4 гоl1=0 х1=0 х2=0
5 выг1=г7го г2=г8го г3=г9го г4=г10го г5=г11го
  г6=(г12+0.0000001)
6 выδ1 у=1.438-0.000105t0 ε1 х0 ρ1 t1 l1
7 неЗρ1 t1
8 выг1=г1+г5 ρ0 t0 δ0 l0
9 есг1-(г2+г5)<6
10 есl26
11 выδ1 х1=ε(-6.908 ε(м+1) ln(г6/г4))-ε(-6.908 ε(м+1) ln
  ((г6+г5)/г4))
12 вых2=х2+х1 у=1.259+76.7/t0-(0.005+0.0372/в2)(х2-0.5х1)
13 выε1 х0 ρ1 t1 l1
14 неЗρ1 t1 х2
15 выг1=г1+г5 г6=г6+г5 ρ0 t0 δ0 l0
16 есг6-г4<10
17 гох1=0 х2=1
18 выδ1 у=1.259+76.7/t0-
  -(0.005+0.0372/в2)
19 выε1 х0 ρ1 t1 l1
20 неЗρ1 t1
21 выг1=г1+г5 ρ0 t0 δ0 l0
22 есг1-(г3+г5)<17
23 выρ2=100l1/(δ2(ε-1)/ε)
  х3=l1/4270 в0=632300/в1х3
24 неЗρ2 х3 в0
25 уг39
26 ввz
27 гоl=0 j=z
28 ввш1
29 вc1=1+1
30 ес1-j<28
31 гоl=0
32 выδ1 х1=ш1 х2=х2+х1
  у=1.259+76.7/t0-(0.005+
  +0.0372/в2)(х2-0.5х1)
33 выε1 х0 ρ1 t1 l1
34 неЗρ1 t1 х2
35 выг1=г1+г5 ρ0 t0 δ0 l0
36 вc1=1+1
37 ес1-j<32
38 уг17
39 ко uc2

```

диаграммах отмечено только на начальном участке процесса сгорания: разница в жесткости составляет 34%, максимальном давлении цикла 2%.

Л и т е р а т у р а

1. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М., 1962.
2. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. - "Энергомашиностроение", 1968, № 7.
3. Кухаренок Г.М. Исследование динамики тепловыделения при сгорании различных топлив в тракторных дизелях. Канд.дис.Минск, 1971.

УДК 621.43.013.2

В.А. Рожанский, канд.техн.наук,
В.А. Роткович

РАСЧЕТ НАПОЛНЕНИЯ ДИЗЕЛЯ ВОЗДУХОМ

Наполнение дизеля воздухом представляет собой совокупность процессов, происходящих в течение предварения впуска, основного впуска и дозарядки. Известно несколько методов расчета коэффициента наполнения, существенный недостаток которых - низкая точность расчета, обусловленная неполным учетом факторов, влияющих на величину наполнения.

Коэффициент наполнения η_v равен отношению массы воздуха, поступившей в цилиндр в течение основного впуска $G_{осн}$ и дозарядки - $G_{оп}$ к теоретически возможной массе воздуха, которая может заполнить цилиндр за цикл при атмосферных условиях $G_{теор}$

$$\eta_v = \frac{G_{осн} + G_{оп}}{G_{теор}}$$

$G_{осн}$ включает массу воздуха, поступившую в цилиндр во время основного впуска и предварения впуска, и составляет основную массу воздуха, поступившую за весь цикл. Данное количество воздуха достаточно точно определяется по формуле, приведенной в работе [1]. $G_{оп}$ - масса воздуха, оставшаяся в цилиндре от массы дозарядки $G_{доз}$ после обратного выброса массы воздуха $G_{выб}$:

$$G_{\text{оп}} = G_{\text{доз}} - G_{\text{выб}}$$

В работе [1] $G_{\text{оп}}$ (мг/цикл) определяется по следующей формуле:

$$G_{\text{оп}} = 74 \cdot 10^4 \mu f \varphi_{2-\varphi_1} \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{n} \sqrt{(p_{\text{тр}} + p_{\text{и}} - p_{\text{х}}) \rho_{\text{см}}}$$

где μ - коэффициент расхода клапана; $f \varphi_{2-\varphi_1}$ - средняя площадь клапанной щели (в м^2) на участке расчета от φ_1 до φ_2 градусов поворота коленчатого вала; $p_{\text{тр}}$ - давление в трубопроводе, $\text{кгс}/\text{м}^2$; $p_{\text{и}}$ - давление от силы инерции воздуха, движущегося во впускном трубопроводе, при подходе поршня к н.м.т., $\text{кгс}/\text{м}^2$; $p_{\text{х}}$ - среднее давление газов в цилиндре на участке расчета, $\text{кгс}/\text{м}^2$; $\rho_{\text{см}}$ - плотность воздуха в трубопроводе, $\text{кг}/\text{м}^3$; n - частота вращения коленчатого вала двигателя в минуту.

Если выражение $p_{\text{тр}} + p_{\text{и}} + p_{\text{х}}$ положительное, происходит дозарядка цилиндра, в противоположном случае - обратный выброс. Величина $G_{\text{оп}}$ определяется последовательно за каждый участок $\varphi_2 - \varphi_1$, равный 15 или 20 град п.к.в.

В данном расчете не учтены волновые явления во впускных трубопроводах, которые, по данным [2,3], значительно влияют на величину коэффициента наполнения и эффективные показатели двигателей.

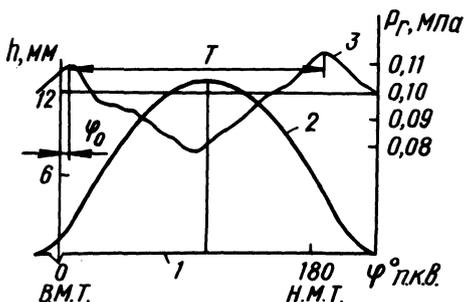


Рис. 1. Оциллограмма давления в горловине впускного клапана: 1 - отметка в.м.т.; 2 - перемещение клапана; 3 - давление в горловине впускного клапана.

В начале основного впуска, вследствие разных давлений в цилиндре и впускном трубопроводе, в горловине впускного клапана возникает волна давления $p_{\text{г}}$ (рис. 1). Волна давления со скоростью звука C перемещается по впускному трубопроводу, отражается от открытого и закрытого концов трубопровода в противофазе и одинаковой фазе [4]. Следовательно, через два прохода в каждую сторону к горловине впускного клапана возвращается первая отраженная волна давления. Период волны

давления T в горловине впускного клапана равен отношению четырех длин трубопровода $l_{\text{тр}}$ к скорости звука в трубопроводе C .

$$T = \frac{4l_{\text{тр}}}{C} \text{ с, или } T = \frac{241 \cdot n}{C} \text{ , град п.к.в.,}$$

где l и C , м и м/с, соответственно.

Таким образом, давление во впускном трубопроводе и горловине впускного клапана изменяется в процессе зарядки цилиндра и состоит из следующих составляющих: 1) статического давления в трубопроводе $p_{\text{тр}}$; 2) давления потока воздуха $p_{\text{и}}$, движущегося по трубопроводу при торможении; 3) колебаний давления относительно статического $p_{\text{тр}}$ за счет волновых явлений в трубопроводе $p_{\text{в}}$.

Колебания давления относительно статического $p_{\text{тр}}$ происходят по закону, близкому к синусоидальному, и поэтому можно определять величину колебания давления в горловине впускного клапана относительно статического $p_{\text{в}}$, МПа, по следующей зависимости:

$$p_{\text{в}} = A \sin \frac{360}{T} (\varphi - 0,75T - \varphi_0),$$

где A - амплитуда отраженной волны, МПа; φ_0 - угол в градусах поворота коленчатого вала от в.м.т. до момента максимума давления во впускном трубопроводе в начале основного впуска; φ - угол от в.м.т. до момента расчета, град п. к. в.; $0,75T$ - период (в град п.к.в.), через который в горловине клапана вторично наблюдается давление, равное $p_{\text{тр}}$ после максимума при φ .

Вместе с изменением давления воздуха в горловине впускного клапана изменяется и плотность воздуха $\rho_{\text{г}}$, кг/м³, которую необходимо определять по следующей зависимости:

$$\rho_{\text{г}} = \frac{3480(p_{\text{тр}} + p_{\text{в}})}{T_{\text{тр}}},$$

где $T_{\text{тр}}$ - температура воздуха в горловине впускного клапана, К; $p_{\text{тр}}$ и $p_{\text{в}}$ в МПа.

Следовательно, в формуле для определения величины дозарядки цилиндра $G_{\text{оп}}$, мг/цикл, необходимо заменить плотность воздуха в трубопроводе $\rho_{\text{см}}$ на плотность воздуха в горловине клапана $\rho_{\text{г}}$ и учесть колебания давления в горловине впуск-

ного клапана относительно статического за счет волновых явлений.

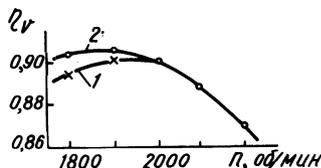
Предлагается уточненная формула для определения величины дозарядки цилиндра воздухом

$$G_{оп} = 2,36 \cdot 10^8 \mu f \varphi_{2-\varphi_1} \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{n} \sqrt{(p_{тр} + p_{и} + p_{в} - p_{х}) \rho_{г}},$$

где $p_{тр}$; $p_{и}$; $p_{в}$; $p_{х}$ в МПа.

На рис. 2 и приведены графики изменения коэффициента наполнения η_v четырехцилиндрового дизеля Д-240, определенно-го экспериментально и расчетным путем.

Рис. 2. Коэффициент наполнения двигателя Д-240: 1 - расчетный; 2 - экспериментальный.



Анализ графиков показывает, что ошибка определения коэффициента наполнения расчетным путем по предлагаемой формуле не превышает 1%. Это позволяет использовать формулу для уточненного расчета величины коэффициента наполнения в четырехцилиндровых дизельных двигателях.

Л и т е р а т у р а

1. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. М., 1969. 2. Литинский М.А. Создание и анализ динамического наддува во впускных трактах дизелей. - "Труды НАМИ". М., 1972, вып. 136. 3. Семенов Б.Н., Комов А.П. Акустический наддув как средство снижения удельного эффективного расхода топлива. Двигатели внутреннего сгорания. М., 1972. 4. Broome D. Induction ram. - "Automobile engineer", 1969, № 4,5,6.

УДК 621.436.038.001

Л.Я. Волчок, докт. техн. наук,
Г.Я. Якубенко

К ВОПРОСУ ОБ ИССЛЕДОВАНИИ КАЧЕСТВА РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА ФОРСУНКОЙ ДИЗЕЛЯ ПРИ ЕГО ПУСКЕ

Исследование мелкости распыливания топлива форсункой дизеля при его пуске - весьма трудоемкая операция, требующая

большой затраты времени. В настоящей статье рассмотрены два вопроса, касающиеся получения достоверной информации о качестве распыливания при одновременном сокращении времени на ее получение.

В процессе холодного пуска дизеля форсунка подает топливо в цилиндр в грубораспыленном состоянии. На рис. 1 приведены дифференциальные кривые распределения по количеству капель и по объему впрыскиваемого топлива для двух форсунок, прошедших испытания по ГОСТ 9928-71. Эти кривые построены по результатам статистической обработки полей впырка форсунками ФД-22 при работе на секции насоса УГН-5. Средняя частота вращения коленчатого вала двигателя, определенная по осциллограмме, 100 об/мин. Как можно заключить из графика, размеры капель колеблются в широком диапазоне. При исследовании мелкости распыливания эта особенность работы форсунки на указанном режиме предъявляет дополнительные требования к улавливающему слою. В этом случае использование способа улавливания капель на закопченную пластинку становится мало пригодным по следующим причинам.

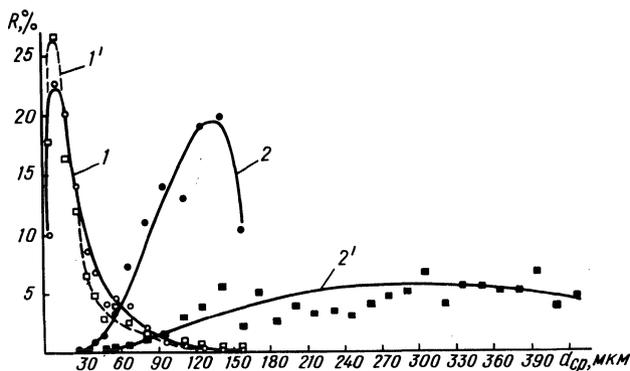


Рис. 1. Дифференциальные кривые распределения: 1, 1' — по количеству капель; 2, 2' — по объему впрыскиваемого топлива.

Для получения качественных отпечатков капель слой копоти должен быть равномерным, достаточно плотным, а поверхность слоя ровной. Толщина слоя копоти играет также существенную роль в процессе получения отпечатков капель. Летящие капли, ударяясь о слой копоти, оставляют на нем отпечатки. В зависимости от запаса энергии летящей капли слой может пробиваться либо полностью, либо частично. При сквозном пробивании слоя капли, достигая твердой поверхности пластинки, де-

формируются. Размеры отпечатков таких капель существенно превышают действительные размеры. При большой толщине (0,5 - 0,8 мм) и рыхлом слое отпечатки имеют неровную форму с обвалившимися рваными краями, что создает трудности при обмере. Капли с малым запасом энергии, достигая поверхности слоя окиси магния, не в состоянии пробить его и проникнуть в слой сажи. При обработке поля впрыска они не могут быть учтены. Таким образом, подбирая толщину слоя сажи, а также расстояние от среза сопла до пластинки, можно получить достоверную регистрацию капель лишь определенного диаметра. Все остальные размеры капель не будут иметь четкие края или вовсе не оставят следа после оседания на пластинку.

Поэтому улавливание капель в жидкость более предпочтительно при условии, что улавливающая жидкость отвечает следующим требованиям :

1) улавливающая жидкость и топливо - это две взаимно несмачивающиеся жидкости, так как топливо не должно после впрыска смешиваться с улавливающей жидкостью;

2) улавливающая жидкость не должна позволять каплям топлива расплзаться или сливаться с рядом расположенными каплями, т.е. полученное капельно-жидкое состояние должно быть устойчивым в течение времени, достаточном для обработки поля впрыска;

3) улавливающая жидкость и топливо не должны реагировать друг с другом, т.е. они должны быть химически нейтральны;

4) на поверхности улавливающей жидкости не должно быть различного рода помех и воздушных пузырей, затрудняющих обработку поля впрыска.

Известные улавливающие жидкости можно разбить на две группы: жидкости, которые спустя некоторое время после нанесения впрыска увеличивают свою вязкость, иногда даже твердеют; жидкости без изменения вязкости после впрыска.

Предпочтение надо отдать первым жидкостям, более удобным при работе с ними. Однако, загустевая, улавливающая жидкость не должна вызывать деформации капель топлива или искажения их размеров. Известные нам жидкости не удовлетворяют полностью перечисленным требованиям.

Авторам после многочисленных опытов удалось подобрать нужный состав жидкости и разработать технологию ее приготовления и нанесения впрыска.

Предложенная жидкость относится к жидкостям I группы. Спустя 10 - 15 мин после впрыска топлива в эту жидкость

последняя увеличивает свою вязкость до требуемой величины. Поэтому при транспортировке пластинки с уловленными каплями от места впрыска к микроскопу капли не изменяют своего положения. Это особенно важно при исследовании распределения капель по поперечному сечению факела. Вместе с тем нормированное увеличение вязкости не вызывает искажения формы и размеров капель.

Разработанная авторами технология консервации капель обеспечивает сохранение зафиксированных жидкостью размеров капель в течение длительного времени, в 2 - 3 раза превышающего время, потребное для статистической обработки поля впрыска. Такая обработка ведется с помощью прибора для селективного подсчета капель. Прибор полуавтоматического действия и позволяет группировать капли всех размеров в 20 размерных групп.

Длительная и интенсивная эксплуатация прибора [1], аналогичного [2], выявила некоторые его недостатки. Так, даже при малых токах наблюдалось искрение контактов реле. Искрение приводило к постепенному обгоранию контактов, а это нарушило нормальную работу счетчиков.

Разработанный прибор, принципиальная схема которого приведена на рис. 2, лишен указанного недостатка. Взамен ранее

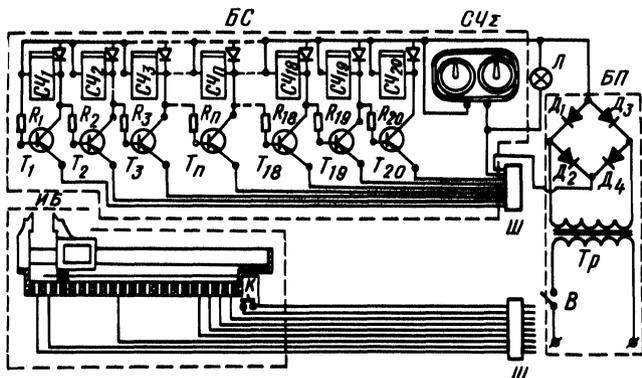


Рис. 2. Схема прибора для селективного подсчета капель и распределения их по размерным группам.

применявшихся релейных цепей в схему введены транзисторные ключи. Применена система включения транзистора по схеме с общим эмиттером. Смещение на базу транзистора подается через резистор R . Схема может работать в двух режимах. В обоих случаях обеспечивается срабатывание только одного группового счетчика. Суммарный счетчик работает при любом режиме.

Первый режим характерен тем, что подвижной контакт измерителя замкнут с одним из неподвижных контактов. Сопротивление предыдущего транзистора в этом случае равно бесконечности, и на его коллекторе через обмотку счетчика устанавливается отрицательный потенциал, который через резистор подается на базу соответствующего транзистора. В результате ток, проходящий через него, резко увеличивается и счетчик срабатывает.

Второй режим характерен тем, что подвижной контакт замкнут одновременно с двумя неподвижными контактами. Работу схемы рассмотрим на примере n -го счетчика. При включении кнопки K на его базу через резистор подается отрицательное смещение с $(n - 1)$ -го транзистора, как и в первом случае. Сопротивление n -го транзистора эмиттер-коллектор стремится к нулю в то время, как сопротивление обмотки счетчика остается без изменения. В результате этого падение напряжения на транзисторе стремится к нулю и потенциал коллектора стремится к положительному. На базе $(n + 1)$ транзистора отрицательное смещение отсутствует, и его счетчик не срабатывает.

Л и т е р а т у р а

1. Волчок Л.Я., Якубенко Г.Я. К вопросу об исследовании мелкости распыливания топлива при запуске дизеля. - В сб. Автомобиле- и тракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1976, вып. 8. 2. Лукин А.И., Онищенко Л.Ф. ускоренный подсчет капель распыленного топлива. - "Труды Николаевского кораблестроительного института". Николаев, 1972, вып. 55.

УДК 621.436.12

В.М. Адамов, канд.техн.наук, А.Г. Латокурский,
В.В. Шахов, Н.И. Тихомиров, В.В. Эфрос, канд.техн.наук

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ПОРШНЯХ ДИЗЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Успехи металлургии привели к тому, что предел дальнейшего форсирования двигателей ограничивается не высокими напряжениями в деталях от механических нагрузок, а высокими их температурами и температурными напряжениями. Поэтому одна

из основных проблем современного дизелестроения - изыскание способов преодоления барьера теплонапряженности.

Для решения этой проблемы необходимо еще до создания двигателя определить температурное состояние его деталей, в первую очередь поршней, с целью сокращения сроков проектирования, доводки и внедрения долговечных высокофорсированных дизелей.

Сравнительно просто эта задача решается методом электро-тепловой аналогии (ЭТА).

В настоящей статье приведены результаты исследования влияния конструктивных параметров на распределение температурных полей в поршнях двигателя Д-144 Владимирского тракторного завода методом ЭТА.

Исследовалось влияние геометрических размеров поршня и теплоизолирующих покрытий на распределение температур в теле поршня. В качестве исходного материала для расчетов была взята индикаторная диаграмма, снятая на режиме $P_e = 6,5 \text{ кгс/см}^2$ при частоте вращения коленвала $n = 2000 \text{ об/мин}$. Задача решалась на плоских моделях из электропроводной бумаги с применением электроинтегратора ЭГДА 9/60.

Граничные условия со стороны горячих газов рассчитывались по методике, изложенной в работе [1], с применением формулы Эйхельберга. Для нахождения граничных условий, определяющих теплоотвод в зоне компрессионных колец, был рассчитан коэффициент теплоотдачи, отнесенный к внешней поверхности гильзы цилиндра

$$\alpha_{\text{гр}} = \frac{\alpha_{\omega r} + 2\alpha'_{\Gamma}}{3},$$

где $\alpha_{\omega r}$ - коэффициент теплоотдачи внешней поверхности цилиндра, соединенной с ребром; α'_{Γ} - коэффициент теплоотдачи ребра, принятый равным коэффициенту теплоотдачи неоребренной части поверхности цилиндра.

При исследовании влияния теплоизолирующего покрытия учитывалось изменение коэффициента теплоотдачи от газа к поршню. Для этого рассчитывался так называемый приведенный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{(\alpha)_{\Gamma \text{ ср}}}{1 + \frac{(\alpha)_{\Gamma \text{ ср}} \delta_{\text{из}}}{\lambda_{\text{из}}}},$$

где $(\alpha_{г})_{ср}$ - средний за цикл коэффициент теплоотдачи от газа к поршню; $\delta_{из}$ - толщина теплоизолирующего покрытия; $\lambda_{из}$ - коэффициент теплопроводности материала теплоизолирующего покрытия.

Температурные поля для исследуемых поршней показаны на рис. 1. Для серийного поршня (рис. 1, а) получены следующие величины температур: в центре днища поршня температура составляет 258°C , в районе первого компрессионного кольца - 230°C . Поршень, показанный на рис. 1, б, выполнен с боль-

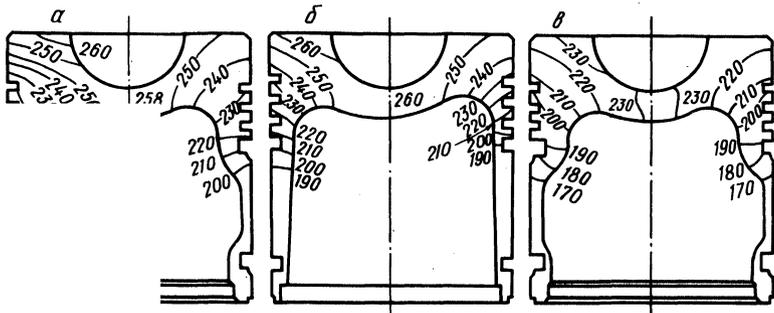


Рис. 1. Температурные поля поршней:
 вариант а - серийный; б - с измененной внутренней конфигурацией;
 в - с тепло изолирующим покрытием.

нию с серийным поднутрением днища. Это привело к снижению температуры в зоне компрессионных колец.

Наличие теплоизолирующего покрытия ($\delta = 0,0065 \text{ м}$, $\lambda = 0,0065 \text{ л/м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$), как видно из рис. 1, в, снижает температуру на 10% (26°C), а температуру в компрессионных кольцах - на 8% (20°C).

Л и т е р а т у р а

В.М., Латокурский А.Г., Шахов В.В. Температурных полей поршня тракторного дизеля. - факторостроение. Тяговая динамика и режимы работы в автомобилях, тракторов и их двигателей. Минск,

ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТЬ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Цель настоящей работы – получение зависимостей температур деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) двигателя А-41 Алтайского моторного завода от параметров переменной нагрузки, меняющейся по скачкообразному, синусоидальному и пилообразному законам.

Переменная нагрузка характеризовалась частотой (периодом) изменения и глубиной модуляции (степенью неравномерности) при исходных средних загрузках в 50, 75 и 100% номинального эффективного момента двигателя по регуляторной характеристике. Оценка изменения теплонапряженности деталей ЦПГ двигателя осуществлялась сравнительным анализом значений температур на неустановившихся и соответствующих им статических режимах. Продолжительность работы двигателя на заданных режимах (статических и неустановившихся) принималась кратной заданной частоте и составляла не менее 24 мин. Для статистической обработки результатов исследования температуры каждой точки измерялись на каждом режиме не менее пяти раз последовательно, после чего режим работы двигателя изменялся. Температура охлаждающей воды и масла на всех режимах поддерживалась постоянной: в пределах $92 - 97^{\circ}\text{C}$, а температура воздуха на входе в расходомер составляла $26 - 30^{\circ}\text{C}$.

Выполненные измерения позволили сделать анализ изменения температур деталей ЦПГ двигателя: а) по частотным характеристикам; б) по глубине модуляции переменной нагрузки $\delta_{M_{ср}}$.

В случае а) при средней загруженности двигателя 50 и 75% номинального момента температуры деталей ЦПГ двигателя на статических режимах и на неустановившихся практически совпадают. Наибольшие значения температур отмечены при частоте изменения нагрузки 0,2 Гц. Так, при $M_{ср} = 50\% M_{е.ном}$ температуры головки блока и поршня на 5°C выше на этой частоте по сравнению с температурой на статическом режиме, а температуры гильзы – на $2 - 3^{\circ}\text{C}$. При уменьшении и увеличении частоты измеренные температуры совпадают с температурами статического режима. Отклонение средней арифметической температуры сравниваемых режимов составляло не более $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

При $M_{ср} = 75\% M_{е.ном}$ температуры на всех частотах практически не отличались от температур статического режима, а

отклонение средней арифметической при частоте 0,2 Гц составило не более $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$.

При средней загрузке двигателя 100% номинального момента было отмечено некоторое уменьшение температур деталей ЦПГ двигателя на неустановившихся режимах в сравнении с температурой статического режима. По поршню и головке цилиндров это уменьшение составило в среднем $6 - 10^{\circ}\text{C}$, по гильзе $- 4 - 7^{\circ}\text{C}$. Это уменьшение наблюдалось в интервале частот от 0,05 до 0,2 Гц. Повышение частоты стабилизирует температуру деталей двигателя и при 0,8 Гц отклонение средней арифметической температуры неустановившегося и статического режимов не превышало $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Измерения на всех частотах показывают идентичность температур по всем трем законам изменения нагрузки.

Температуры выхлопных газов отдельных цилиндров (непосредственно возле выпускных клапанов) и суммарная температура газов в выхлопной трубе колеблются в соответствии с характером изменения нагрузки, правда, с некоторым сдвигом по фазе, что следует отнести на счет инерционности термпар. С увеличением частоты изменения нагрузки интервал колебаний уменьшается, и при 0,8 Гц температуры стабилизируются и не отличаются от значений соответствующего статического режима. Средние арифметические отклонения средних температур выхлопных газов от температур статических режимов по отдельным цилиндрам составляли не более $\pm 15^{\circ}\text{C}$, а суммарной — не более $\pm 8^{\circ}\text{C}$.

В случае б) глубина модуляции переменной нагрузки при $M_{c\text{ ср}} = 50\% M_{e\text{ ном}}$ не влияет на температуру деталей ЦПГ двигателя. Отклонение средней арифметической температуры неустановившихся и статического режимов по всем деталям составляло не более $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$.

При средней загрузке $M_{c\text{ ср}} = 75\% M_{e\text{ ном}}$ с увеличением степени неравномерности средние температуры деталей несколько снижаются. При $\delta_{M_c} = 0,2$ температуры деталей ЦПГ двигателя совпадают со значениями на статическом режиме, а при $\delta_{M_c} = 0,6$ они снижаются: по головке цилиндров и поршню в среднем на $10 - 15^{\circ}\text{C}$; по гильзе цилиндра — на $3 - 6^{\circ}\text{C}$.

При средней загрузке $M_{c\text{ ср}} = 100\% M_{e\text{ ном}}$ глубокого анализа провести не удалось, так как исследовались только две степени неравномерности $\delta_{M_c} = 0,2$ и $0,3$. Но и на этих ре-

жимах заметно снижение средней температуры в сравнении со статическим режимом: по головке блока и поршню - на 8 - 15⁰С; по суммарной температуре выхлопных газов - на 15 - 25⁰С.

С увеличением степени неравномерности переменной нагрузки интервал колебаний температур выхлопных газов отдельных цилиндров и суммарной температуры увеличивается. Отклонение же средней арифметической средних температур по всем степеням неравномерности составляло не более $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

Вышесказанное позволяет заключить, что при форсировании двигателей оценку теплового состояния их в условиях эксплуатации можно производить по результатам испытания двигателя на стенде на статических режимах нагружения и тем самым значительно сократить объем экспериментальных исследований при доводке двигателя.

УДК 621.431.73

Б.Е. Железко, канд.техн.наук,
Г.Н. Запекин

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В РАДИАТОРЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В конструкторской практике вопросы охлаждения автотракторных двигателей еще недостаточно изучены. На ранней стадии проектирования автомобиля и двигателя одним из элементов, подлежащих первоочередной разработке, является радиатор. Величина и расположение радиатора, его конструктивное оформление во многом влияют на состояние теплового режима работы двигателя.

В общем случае исходными величинами для расчета радиатора являются: Q - тепловой поток через радиатор, равный количеству тепла, отводимого от двигателя охлаждающей средой; $t_{\text{в.вх}} = t_{\text{среды}}$ - температура входящего в радиатор охлаждающего воздуха, равная температуре окружающей среды; $t_{\text{ж.вх}}$ - температура входящей в радиатор жидкости (теплоносителя).

Исходя из тепловой напряженности деталей двигателя, оптимального использования активной поверхности радиатора и других факторов, задаются перепадом температур жидкости и воздуха в радиаторе: $\Delta t_{\text{ж}} = t_{\text{ж.вх}} - t_{\text{ж.вых}}$ и $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{в.вх}} - t_{\text{в.вых}}$.

На основании исходных и заданных величин расчет радиатора

выполняется с использованием известной зависимости Фурье, выражающей закон теплопередачи через поверхность:

$$Q = k F (t_{ж} - t_{в}), \quad (1)$$

где k - коэффициент теплопередачи, в общем случае зависящий от типа и материала решетки; F - размер охлаждающей поверхности радиатора, в плоскости, перпендикулярной к направлению теплового потока; $t_{ж}$ - средняя температура жидкости в радиаторе; $t_{в}$ - средняя температура воздуха в радиаторе; $(t_{ж} - t_{в})$ - температурный напор в радиаторе между жидкостью и воздухом.

С некоторым приближением можно считать, что изменение температур жидкости и воздуха в радиаторе происходит не по логарифмическому, а по линейному закону. При этом средние температуры жидкости и воздуха в радиаторе определяются как среднеарифметические величины.

По формуле (1) обычно выполняется расчет радиатора (расчет поверхности теплообмена его).

Исходя из принятых величин перепадов температур теплоносителя (жидкости) и воздуха (охлаждающей среды), производится расчет водяного насоса и вентилятора. Для этого используются уравнения, описывающие теплоприток к радиатору и теплоотвод от него:

$$Q = G_{ж} C_{ж} (t_{ж.вх} - t_{ж.вых}); \quad (2)$$

$$Q = G_{в} C_{в} (t_{в.вх} - t_{в.вых}). \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3): $G_{ж}$ - расход охлаждающей жидкости; $C_{ж}$ - теплоемкость охлаждающей жидкости (теплоносителя); $t_{ж.вых}$ - температура жидкости после прохождения ее через радиатор; $G_{в}$ - расход воздуха; $C_{в} = C_{р}$ - теплоемкость воздуха при постоянном давлении; $t_{в.вых}$ - температура воздуха, выходящего из радиатора.

Таким образом, существующий в настоящее время метод расчета системы жидкостного охлаждения выполняется по формулам (1) - (3).

Однако эксплуатация автомобилей и тракторов с системой охлаждения, рассчитанной по такой методике, обнаруживает некоторые расхождения действительной эффективности системы охлаждения от расчетной. Это проявляется в виде перегрева дви-

гателя при полной нагрузке в условиях, когда температура окружающей среды близка к расчетной.

Рассматривая схему прохождения воздуха через радиатор на автомобиле, можно заметить некоторые отступления ее от общепринятой расчетной схемы. Обычная расчетная схема основывается на том, что через радиатор проходит только воздух извне, набегающий на автомобиль во время его движения и засасываемый вентилятором, т.е. воздух, имеющий температуру окружающей среды ($t_{в,вх} = t_{среды}$). Но целый ряд опытов показал, что эти положения не совсем точны, так как в радиатор поступает не только набегающий воздух из окружающей среды, но и уже прошедший через радиатор и поэтому имеющий более высокую температуру, чем окружающий. Следовательно, через радиатор протекает некоторая смесь относительно холодного атмосферного воздуха и подогретого из подкапотного пространства (рис. 1), имеющая температуру более высокую, чем окружающая среда.

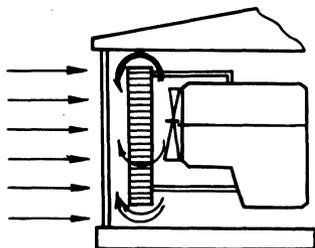


Рис. 1. Схема движения воздушных потоков через радиатор.

Возможная циркуляция подогретого воздуха через радиатор, снижающая эффективность системы охлаждения, не учитывалась при расчете поверхности охлаждения радиатора и производительности вентилятора. Задача настоящего исследования - получение расчетных зависимостей с учетом этого фактора.

Для вывода расчетных зависимостей представим тепловой поток от радиатора к воздуху как сумму двух потоков

$$Q_{см} = Q_{в} + Q_{п}, \quad (4)$$

где $Q_{в}$ - тепловой поток от радиатора к набегающему воздуху;
 $Q_{п}$ - тепловой поток от радиатора к циркулирующему воздуху;
 $Q_{см}$ - тепловой поток от радиатора к смеси двух потоков воздуха.

Так как $Q_{см} = Q = G_{см} C_{см} t_{см}$; $Q_{в} = G_{в} C_{в} t_{в,вх}$;

$$Q_{п} = G_{в.п} C_{в.п} t_{в,в.п} ; G_{см} = G_{в} - G_{в.п} ,$$

то уравнение (4) может быть переписано в виде

$$(G_B + G_{B.П}) C_{CM} t_{CM} = G_B C_B t_{B.ВХ} + G_{B.П} C_{B.П} t_{B.ВЫХ}, \quad (5)$$

где G_B - расход набегающего потока воздуха из окружающей среды; $G_{B.П}$ - расход циркулирующего потока воздуха из подкапотного пространства; t_{CM} - температура смеси двух потоков воздуха перед радиатором; $C_B, C_{B.П}, C_{CM}$ - теплоемкости воздуха соответственно: набегающего, циркулирующего и смеси.

Полагая $C_{B.П} = C_{CM} = C_B$, уравнение (5) можно представить в виде

$$(G_B + G_{B.П}) t_{CM} = G_B t_{B.ВХ} + G_{B.П} t_{B.ВЫХ}. \quad (6)$$

Откуда получается следующее выражение для определения температуры смеси на входе в радиатор:

$$t_{CM} = \frac{G_B}{G_B + G_{B.П}} t_{B.ВХ} + \frac{G_{B.П}}{G_B + G_{B.П}} t_{B.ВЫХ}. \quad (7)$$

Обозначим $\frac{G_{B.П}}{G_B + G_{B.П}} = m$, (8)

тогда

$$\frac{G_B}{G_B + G_{B.П}} = \frac{G_B + G_{B.П} - G_{B.П}}{G_B + G_{B.П}} = 1 - m, \quad (9)$$

и формула (7) примет вид

$$t_{CM} = (1 - m)t_{B.ВХ} + mt_{B.ВЫХ} = t_{B.ВХ} + m(t_{B.ВЫХ} - t_{B.ВХ}). \quad (10)$$

В формуле (10) величина m (коэффициент циркуляции) учитывает относительную величину циркулирующего через радиатор охлаждающего воздуха, зависит от степени изоляции радиаторной зоны воздушного тракта от предрадиаторной, степени открытия жалюзи, скорости движения автомобиля и т.п. и может изменяться от 0 до 0,4 (по опытным данным).

Учитывая, что температура воздуха на входе в радиатор равна температуре смеси, среднеарифметическое значение температуры воздуха в радиаторе определится по формуле

$$t'_B = \frac{t_{CM} + t_{B.ВЫХ}}{2}$$

или после подстановки значения $t_{\text{см}}$ из выражения (10)

$$t'_B = \frac{t_{B, \text{ВХ}} + t_{B, \text{ВЫХ}}}{2} + m \frac{t_{B, \text{ВЫХ}} - t_{B, \text{ВХ}}}{2}. \quad (11)$$

На основании выражения (10) для температуры смеси на входе в радиатор уравнение (3), описывающее теплоотвод от радиатора и используемое для расчета вентилятора, примет вид

$$Q = G_{\text{см}} C_B (t_{B, \text{ВЫХ}} - t_{\text{см}}) = G_{\text{см}} C_B (t_{B, \text{ВЫХ}} - t_{B, \text{ВХ}}) (1 - m). \quad (3')$$

На основании выражения (11) для средней температуры воздуха в радиаторе уравнение (1), описывающее теплообмен в радиаторе и служащее для расчета поверхности теплообмена, преобразуется в следующее:

$$Q = k F (t_{\text{ж}} - t'_B) = k F \left(\frac{t_{\text{ж, ВХ}} + t_{\text{ж, ВЫХ}}}{2} - \frac{t_{B, \text{ВХ}} + t_{B, \text{ВЫХ}}}{2} - m \frac{t_{B, \text{ВЫХ}} - t_{B, \text{ВХ}}}{2} \right). \quad (1')$$

Таким образом, для случая возможной циркуляции охлаждающего воздуха через радиатор расчет его поверхности теплообмена и расчет вентилятора выполняется по формулам (1') и (3'), которые следует считать более общими. Нетрудно заметить, что если циркуляция отсутствует, то $m = 0$; $G_{\text{см}} = G_B$; $t_{\text{см}} = t_{B, \text{ВХ}} = t_{\text{среды}}$, и формулы (1) и (3) вырождаются в формулы (1) и (3).

Для оценки погрешности расчета по существующей методике системы охлаждения, допускающей циркуляцию охлаждающего воздуха через радиатор, приведем следующий пример расчета поверхности охлаждения радиатора и производительности вентилятора (при прочих равных условиях) в двух вариантах: по существующей методике и по предлагаемой методике.

Пример. Пусть: $Q = \text{const}$; $C_B = \text{const}$; $k = \text{const}$; $m = 0,4$; $t_{B, \text{ВХ}} = t_{\text{среды}} = 40^\circ\text{C}$; $t_{B, \text{ВЫХ}} = 70^\circ\text{C}$; $\Delta t_B = 70 - 40 = 30^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж, ВХ}} = 90^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж, ВЫХ}} = 82^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{ж}} = 90 - 82^\circ\text{C}$.

Требуется определить поверхность теплообмена радиатора и производительность вентилятора:

I вариант расчета (без учета m):

$$t_{\text{ж}} = \frac{90 + 82}{2} = 86^{\circ}\text{C}; \quad t_{\text{в}} = \frac{40 + 70}{2} = 55^{\circ}\text{C}.$$

$$Q = G_{\text{в}} C_{\text{в}} (t_{\text{в.вх}} - t_{\text{в.вых}}) = G_{\text{в}} C_{\text{в}} \cdot 30; \quad G_{\text{в}} = \frac{1}{30} \cdot \frac{Q}{C_{\text{в}}};$$

$$F = \frac{Q}{k(t_{\text{ж}} - t_{\text{в}})} = \frac{Q}{k(86 - 55)} = \frac{Q}{k \cdot 31}.$$

II вариант расчета (с учетом m):

$$t_{\text{ж}} = 86^{\circ}\text{C}; \quad t_{\text{см}} = 40 + 0,4(70 - 40) = 52^{\circ}\text{C};$$

$$t'_{\text{в}} = \frac{52 + 70}{2} = 61^{\circ}\text{C};$$

$$G_{\text{см}} = \frac{Q}{C_{\text{в}}(70 - 40)(1 - 0,4)} = \frac{Q}{C_{\text{в}}} \cdot \frac{1}{30 \cdot 0,6} = \frac{1}{18} \cdot \frac{Q}{C_{\text{в}}};$$

$$F = \frac{Q}{k(t_{\text{ж}} - t'_{\text{в}})} = \frac{Q}{k} \cdot \frac{1}{(86 - 61)} = \frac{1}{25} \cdot \frac{Q}{k}.$$

Сравнивая результаты расчета по двум вариантам, имеем:

$$\frac{G_{\text{см}}}{G_{\text{в}}} = 1,67 \text{ раза}; \quad \frac{F_{\text{II}}}{F_{\text{I}}} = 1,24 \text{ раза}.$$

Таким образом, расчеты $G_{\text{в}}$ и F по существующей методике содержат в себе некоторую погрешность, и для обеспечения расчетного температурного режима работы двигателя необходимо соответственно увеличить расход воздуха на 67% или размеры радиатора на 24%.

Следовательно, при проектировании новых двигателей тракторов и автомобилей расчет системы охлаждения нужно выполнять с учетом возможной циркуляции охлаждаемого воздуха через радиатор. При этом величиной коэффициента циркуляции m следует задаваться в пределах от 0,1 до 0,4 (из опытных данных в зависимости от изоляции зарадиаторной зоны от предрадиаторной).

Эффективность системы жидкостного охлаждения двигателей автомобилей и тракторов, находящихся в эксплуатации, может быть значительно повышена путем изоляции предрадиаторной зоны от зарадиаторной.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Ломако Д.М., Рудня М.Я. О влиянии степени связи между рессорами на колебания многоосных машин с гидропневматической подвеской	3
Фурунжиев Р.И., Босякова В.В., Бугай О.В. К вопросу выделения микронеровностей из реализаций, содержащих микро- и макросоставляющие	11
Ломако Д.М., Симаков И.К. Расчет характеристик гидропневматических рессор без противодействия с двумя упругими элементами	15
Белопол Е.И., Беляев В.М. Автоколебания переднего управляемого колеса мотоцикла	20
Гришкевич А.И., Рожанский Д.В. Исследование на ЭВМ движения автомобиля по бездорожью	26
Гришкевич А.И., Кулаковский Б.Л. Влияние формы автомобильной цистерны на взаимодействие жидкости с ее внутренними стенками	31
Ревский В.Г. Графоаналитический метод определения осевого момента инерции автомобильного колеса в сборе с шиной	35
Оффенгейм Л.И., Азямова Е.Н., Ковальков А.Т., Фомина Л.Е. Расчет на ЭЦВМ срока службы подшипников качения трансмиссии автомобиля	37
Христюк И.К. Усталостные характеристики материала зубчатых колес КП ЯМЗ в вероятностном представлении	42
Скойбеда А.Т., Яцевич В.В., Нгуен Мынь Дыонг, Романчик Е.А., Зеленый П.В. О коэффициенте использования сцепного веса и оптимальном буксовании колесных тракторов.	47
Андреев А.Ф. Тангенциальная эластичность шины	49
Кислов Н.В., Бохан Н.И., Титов Ю.И. К вопросу расчета долговечности мобильных машин	53
Атаманов Ю.Е., Будько В.В. Некоторые результаты испытаний тракторных шин	57
Скойбеда А.Т., Шавель А.А., Степанюк П.Н. К обоснованию автоматизированного привода дополнительного ведущего моста перспективных колесных тракторов кл.14кН	60
Артемьев П.П., Теленченко В.В., Таяновский Г. А. Исследование максимальных динамических нагрузок в силовой передаче колесного трактора 4x4 на транспортном режиме работы	63

Богдан Н.В., Грибко Г.П., Рахлей И.С. Исследование процесса изменения нормальных реакций на осях тракторного поезда при торможении	67
Андреев А.Ф., Лефаров А.Х. Статическая поворотливость полноприводных колесных машин с дифференциальным межосевым приводом	71
Войтиков А.В. Уравнение движения неуправляемого трактора на склоне	73
Молош Г.А., Жуковский Ю.М., Хилько А.Л., Бойков В.П. Исследование влияния параметров подвески на динамическую нагруженность деталей переднего моста трактора МТЗ-80	78
Кабанов В.И., Лефаров А.Х. Кинематическое несоответствие в заблокированном силовом приводе машин типа 4x4 . .	81
Бойков В.П. Определение некоторых статических характеристик тракторных шин	86
Атаманов Ю.Е. Выражения для определения ускорений центра тяжести колесной машины	91
Кокин Г.М. Энергонасыщенность и скоростные качества автопоездов общетранспортного назначения	95
Волчок Л.Я. , Мартинес Р. Мартинес, Прокашко П.В. Об изменении температуры газа при втекании в сосуд . . .	99
Глушаков В.С., Войцеховский В.И., Сарапин А.Н., Сумцов Г.Г. Сравнительные испытания топливных насосов для форсированных дизелей тракторов "Беларусь"	104
Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Расчет рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ	107
Рожанский В.А., Роткович В.А. Расчет наполнения дизеля воздухом	112
Волчок Л.Я. , Якубенко Г.Я. К вопросу об исследовании качества распыливания топлива форсункой дизеля при его пуске	115
Адамов В.М., Латокурский А.Г., Шахов В.В., Тихомиров Н.И., Эфрос В.В. Распределение температурных полей в поршнях дизелей воздушного охлаждения	119
Завадский И.П., Латокурский А.Г. Теплонапряженность тракторного дизеля при переменных нагрузках	122
Железко Б.Е., Запекин Г.Н. Исследование теплообмена в радиаторе системы охлаждения автомобильного двигателя	124

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Выпуск 11

РАСЧЕТЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ, ТРАКТОРОВ И ИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Редактор Л.Р. Дубровская
Худож. редактор В.Н. Валентович
Техн. редактор Г.А. Лакишик
Корректор В.М. Кушилевич
График Н.В. Журавлева
Операторы А.И. Маль, П.Я. Фридман

ИБ 616

Подписано к печати 6.06.1978. АТ 13543. Формат 60х90 1/16. Бумага офсет. Офсет. печать. Усл.-печ.л. 8,75. Уч.-изд.л. 8,28. Тираж 600 экз. Изд. № 77-6. Зак. 6268^а.
Цена 1 р. 30 к.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета
Белорусской ССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. Редакция межведомственных сборников и заказной
литературы, 220048, Минск, Парковая магистраль, 11.
Типография "Победа" Государственного комитета Белорусской
ССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
Молодечно, Привокзальный пер., 11.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.115.012.81

О влиянии степени связи между рессорами на колебания многоосных машин с гидропневматической подвеской. Л о м а к о Д.М., Р у д н я М.Я. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 3–11.

Рассматриваются динамическая и математическая модели многоосной машины с гидропневматическими рессорами, имеющими гидравлическую связь между рабочими полостями. Приведены зависимости величин ускорений подрессоренной массы и распределение усилий в связанных рессорах от коэффициента связи между рессорами и количества связанных рессор. Показано, что оптимальная степень связи (выбор проходных сечений трубопроводов между рессорами) должна выбираться из условий обеспечения допустимого уровня ускорений при удовлетворительной равномерности распределения нагрузки между рессорами. – Ил. 4. Библ. 3.

УДК 681.32.001

К вопросу выделения микронеровностей из реализаций, содержащих микро- и макросоставляющие. Ф у р у н ж и е в Р.И., Б о с я к о в а В.В., Б у г а й О.В. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып.11, с. 11–14.

Предлагается методика сглаживания экспериментально замеренных реализаций дорог с целью выделения нестационарности, вносимой макросоставляющими профиля. Приводятся результаты сглаживания реализаций конкретных дорог. – Ил. 3. Библ. 2.

УДК 629.113.012.81

Расчет характеристик гидропневматических рессор без противодействия с двумя упругими элементами. Л о м а к о Д.М., С и м а к о в И.К. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 15–20.

Излагается методика расчета гидропневматических рессор без противодействия с двумя упругими элементами, имеющих различные давления зарядки.

Рассмотрены три основных случая включения в работу второго упругого элемента. Полученные зависимости позволяют рассчитывать характеристики рессоры при включении в работу второго упругого элемента в любой точке характеристики. – Ил. 2.

УДК 629.118.68.073

Автоколебания переднего управляемого колеса мотоцикла. Б е л о п о л Е.И., Б е л я е в В.М. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 20–26.

Дан вывод дифференциальных уравнений движения переднего управляемого колеса мотоцикла на основе неголономной теории качения шины М.В.Келдыша, Приведены формулы для определения частоты автоколебания управляемого колеса и величины критического демпфирования в передней вилке в зависимости от ее основных конструктивных параметров и параметров шины. – Табл. 1. Ил. 3. Библ. 3.

УДК 629.113

Исследование на ЭВМ движения автомобиля по бездорожью. Г р и ш к е в и ч А.И., Р о ж а н с к и й Д.В. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 26–31.

Изложена методика моделирования на ЭВМ движения по бездорожью автомобиля с самоблокирующимся дифференциалом.

Разработан алгоритм моделирования движения автомобиля. Приведены результаты исследования на ЭЦВМ "Наири-2" движения автомобиля с самоблокирующимся дифференциалом и без него. – Ил. 2.

УДК 629.114.456.2073

Влияние формы автомобильной цистерны на взаимодействие жидкости с ее внутренними стенками. Г р и ш к е в и ч А.И., К у л а к о в с к и й Б.Д. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 31–34.

Показаны результаты киносъемки поведения жидкости во внутренней полости цистерны при движении автомобиля по траектории. Описывается стенд, позволивший смоделировать движение автоцистерны по траектории и провести исследование по определению силового взаимодействия жидкости со стенкой цистерны прямоугольной, круглой и эллиптической форм. Установлено, что худшей поперечной устойчивостью при заполнении цистерны на 50 и 75% обладают автомобили с круглыми и прямоугольными цистернами. – Ил. 3.

УДК 629.114.4. – 752:620.178.7.001.4

Графоаналитический метод определения осевого момента инерции автомобильного колеса в сборе с шиной. Р е в с к и й В.Г. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 35–37.

Устанавливается функциональная зависимость между осевым моментом инерции автомобильных колес в сборе с шинами тороидального профиля и статическим радиусом шины; приводятся графики и эмпирические формулы для определения осевых моментов инерции. – Табл. 1. Ил. 1. Библ. 4.

УДК 629.113 – 585 – 233.2

Расчет на ЭЦВМ срока службы подшипников качения трансмиссии автомобиля. О ф е н г е й м Л.И., А з я м о в а Е.Н., К о в а л ь к о в А.Т., Ф о м и н а Л.Е. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 37–42.

Обосновывается целесообразность составления программы для расчета срока службы подшипников качения трансмиссии автомобиля по контактной усталости с помощью ЭЦВМ. Дается описание исходных данных и последовательность расчета применительно к ЭЦВМ "Минск-32" и "ЕС-1020", Программа составлена на языке "Фортран". – Табл. 1. Ил. 1.

УДК 621.833.1.002.3:620.178.3:519.2

Усталостные характеристики материала зубчатых колес КП ЯМЗ в вероятностном представлении. Х р и с т у к И.К. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып.11,с. 42–47.

Приведены результаты стендовых испытаний зубчатых колес коробки передач ЯМЗ, их статистическая обработка в вероятностном представлении и построена соответствующая диаграмма выносливости зубчатых колес, изготовленных из стали 15ХГНТА. – Табл. 2. Ил. 2.

УДК 629.114.2

О коэффициенте использования сцепного веса и оптимальном буксовании колесных тракторов. С к о й б е д а А.Т., Я ц к е в и ч В.В., Н г у е н М и н ь Д ы о н г, Р о м а н ч и к Е.А., З е л е н ы й П.В. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 47–49.

Приведен краткий анализ существующих методов определения допустимого буксования сельскохозяйственных тракторов. Указаны недостатки этих методов и предложен способ определения оптимального буксования и коэффициента использования сцепного веса, основанный на их взаимной зависимости, определенной эмпирическим уравнением, и технико-экономических критериях. Изложены результаты расчета буксования и коэффициента использования сцепного веса тракторов МТЗ-82 и К-700 на пахоте стерни озимой пшеницы. – Библ. 3.

УДК 629.113.012.55

Тангенциальная эластичность шины. А н д р е в А.Ф. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 49–52.

Выведены формулы, определяющие тангенциальную эластичность шины, при статическом прижатии пневматического колеса к абсолютно жесткой поверхности данной нормальной силой и общем законе распределения нормальных давлений по длине контактной площадки. –Ил. 1. Библ. 5.

УДК 629.114.2

К вопросу расчета долговечности мобильных машин. К и с л о в Н.В., Б о х а н Н.И., Т и т о в Ю.И. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 53–57.

Изложена методика расчета предполагаемой долговечности мобильных машин на основании результатов тензометрических исследований нагруженности. Приведены

результаты экспериментальных и расчетных данных по машине ДЗ-102. – Табл. 2. Библ. 6.

УДК 629.114.2:629.113.012.52

Некоторые результаты испытаний тракторных шин. А т а м а н о в Ю.Е., Б у д ь к о В.В. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 57–60.

Приведены результаты лабораторных испытаний шин для трактора кл. 14 кН, для которых определены радиусы качения в ведомом режиме, коэффициенты нормальной податливости. Определены также коэффициенты, позволяющие расчетным путем определить радиус качения в ведомом режиме при различных значениях вертикальной нагрузки на колесо и давлении воздуха в шине. – Ил. 4. Табл. 2. Библ. 3.

УДК 629.114.2:621.83

К обоснованию автоматизированного привода дополнительного ведущего моста перспективных колесных тракторов кл. 14 кН. С к о й б е д а А.Т., Ш а в е л ь А.А., С т е п а н ю к П.Н. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 60–63.

Приведен анализ существующих межосевых приводов. Указаны преимущества и недостатки отдельных конструкций. Представлена схема привода ведущих колес трактора с реверсивной фрикционной муфтой, сформулированы требования к приводам дополнительных мостов современных колесных тракторов и дано краткое изложение принципов действия разработанного автоматизированного привода, удовлетворяющего изложенным требованиям. – Ил. 1. Библ. 3.

УДК 629.114.2 – 585

Исследование максимальных динамических нагрузок в силовой передаче колесного трактора 4 х 4 на транспортном режиме работы. А р т е м ь е в П.П., Т е л е н ч е н к о В.В., Т а я н о в с к и й Г.А. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 63–67.

Дано математическое описание и приведена электронная модель процесса трогания с места и разгона колесного трактора 4 х 4. Электронная модель дает возможность решать практические задачи по определению величин динамических нагрузок в силовых передачах переднего и заднего мостов трактора. – Ил.2. Библ.1.

УДК 629.113.3 – 592

Исследование процесса изменения нормальных реакций на осях тракторного поезда при торможении. Б о г д а н Н.В., Г р и б к о Г.П., Р а х л е й И.С. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 67–70.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований перераспределения нормальных реакций на осях трактора при торможении тракторного по-

езда. Установлено влияние времени срабатывания тормозов трактора на коэффициент динамичности реакции и дано обоснование выбора высоты сцепного устройства трактора. – Ил. 3. Библ. 2.

УДК 629.114.2.001

Статическая поворотливость полноприводных колесных машин с дифференциальным межосевым приводом. А н д р е е в А.Ф., Ле ф а р о в А.Х. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 71–73.

Рассмотрен расчетный метод определения параметров статического поворота многосной полноприводной колесной машины с управляемыми колесами. Предложена формула, описывающая закон изменения боковой силы колеса от угла увода. – Библ. 2.

УДК 629.11.073.23

Уравнение движения неуправляемого трактора на склоне. В о й т и к о в А.В. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 73–77.

Рассмотрено движение неуправляемого трактора поперек склона. Получены уравнения кинематических связей для случая качения колес с уводом без скольжения, а также общее уравнение движения неуправляемого трактора на склоне, которое для каждого конкретного случая может быть решено с использованием ЭЦВМ. – Ил. 1. Библ. 2.

УДК 629.114.2.012.8

Исследование влияния параметров подвески на динамическую нагруженность деталей переднего моста трактора МТЗ 80. М о л о ш Г.А., Ж у к о в с к и й Ю.М., Х и л ь к о А.Л., Б о й к о в В.П. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 78–81.

Приведены результаты экспериментальных исследований динамической нагруженности деталей переднего моста трактора МТЗ-80 с различными вариантами подвески передних колес при выполнении трактором транспортных работ на различных скоростях движения. – Ил. 3. Библ. 2.

УДК 629.114.2

Кинематическое несоответствие в заблокированном силовом приводе машин типа 4 х 4. К а б а н о в В.И., Ле ф а р о в А.Х. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 81–85.

Дается универсальное определение кинематического несоответствия в заблокированном межмостовом приводе колесной машины типа 4 х 4. Установлены факторы, вызывающие это несоответствие, даны формулы для его определения и указано его значение при исследовании нагрузочных режимов мостов и КПД ходовых систем машин. – Ил. 1. Библ. 1.

УДК 631.372.012.5

Определение некоторых статических характеристик тракторных шин. Б о й - к о в В.П. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 86–91.

Приведены результаты исследований статических жесткостных характеристик тракторных шин, полученных на обжимном стенде. – Табл. 3. Ил. 3. Библ. 4.

УДК 629.114.2

Выражения для определения ускорений центра тяжести колесной машины. А т а н о в Ю.Е. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 91–95.

Получены выражения для определения ускорений центра тяжести колесной машины, позволяющие проводить теоретические исследования движения машин в процессе поворота как с большими, так и минимальными радиусами поворота. – Табл.2. Ил. 1. Библ. 3.

УДК 621.431.73

Энергонасыщенность и скоростные качества автопоездов общетранспортного назначения. К о к и н Г.М. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 95–99.

Рассмотрены основные конструктивные факторы, влияющие на транспортную производительность грузового автопоезда. Установлено влияние удельной мощности двигателя на скорость поездов при различных дорожных сопротивлениях движению.

Для автопоездов в составе седельного тягача и полуприцепа рекомендуется удельная мощность 10 – 11 л.с./т и максимальная скорость 75 – 80 км/ч. Для автопоездов в составе общетранспортного автомобиля и прицепов возможно снижение удельной мощности до 7 л.с./т и скорости до 65 – 70 км/ч. – Табл.1.

УДК 621.432.013.7

Об изменении температуры газа при втекании в сосуд. [В о л ч о к Л.Я.], М а р т и н е с Р. М а р т и н е с, П р о к а ш к о П.В. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып.11, с.99-104.

Аналитически решается задача определения температуры газа при втекании в сосуд в различных условиях и указаны возможные случаи использования полученных результатов применительно к двигателям внутреннего сгорания. – Ил. 3.

УДК 621.436.038

Сравнительные испытания топливных насосов для форсированных дизелей тракторов "Беларусь". Г л у ш а к о в В.С., В о й ц е х о в с к и й В.И., С а р а п и н А.Н., С у м ц о в Г.Г. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 104–107.

Освещаются результаты сравнительных испытаний серийных топливных насосов УТН-5, устанавливаемых на дизелях Д-50 и Д-240, и новой конструкции малогабаритного топливного насоса 4МТНМ. В результате исследований выявлены преимущества нового топливного насоса 4МТНМ, обеспечивающего меньший удельный расход топлива и позволяющего форсировать двигатель по среднему эффективному давлению. – Ил. 2.

УДК 621.436.019

Расчет рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ. Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 107–112.

Приводится описание программы расчета рабочего цикла дизеля на малой ЭЦВМ "Наири". Программа составлена на языке автоматического программирования. Дано сравнение расчетных и опытной индикаторных диаграмм. – Ил. 1. Библ. 3.

УДК 621.43.013.2

Расчет наполнения дизеля воздухом. Рожанский В.А., Роткович В.А. "Автотракторостроение. Расчет и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 112–115.

Приведена методика расчета коэффициента наполнения воздухом четырехцилиндрового тракторного дизеля с учетом инерционных и волновых явлений во впускных трубопроводах. – Ил. 2. Библ. 4.

УДК 621.436.038.001

К вопросу об исследовании качества распыливания топлива форсункой дизеля при его пуске. [Волчок Л.Я.], Якубенко Г.Я. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 115–119.

Выявлены специфические особенности распыливания топлива форсункой дизеля при его пуске. Приведено обоснование применения в качестве улавливающего слоя специальной жидкости при исследовании мелкости распыливания на режиме пуска. Дается описание и принципиальная схема прибора с транзисторными ключами для селективного подсчета капель.

Введение транзисторных ключей взамен релейных цепей повысило надежность прибора и точность замеров. – Ил. 2. Библ. 2.

УДК 621.436.12

Распределение температурных полей в поршнях дизелей воздушного охлаждения. Адамов В.М., Латокурский А.Г., Шахов В.В., Тихомиров Н.И., Эфров В.В. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 119–121.

Исследовано влияние геометрических размеров поршня и теплоизолирующих покрытий на распределение температур в теле поршня двигателя Д-144 методом ЭТА. Плоские модели изготавливались из электропроводной бумаги, в качестве электроин-

тегратора использован прибор ЭГДА 9/60. Выявлено, что поднутрение днища поршня приводит к увеличению температуры в зоне компрессионных колец. Применение теплоизолирующего покрытия толщиной 0,0065 м с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из} = 0,12$ ккал/м·ч град приводит к снижению температуры в центре днища поршня на 10% (26°C), а температуры в зоне компрессионных колец на 8% (20°C). – Ил. 1. Библ. 1.

УДК 621.436.12

Теплонапряженность тракторного дизеля при переменных нагрузках. Завадский И.П., Латорский А.Г. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 122–124.

Приведен краткий анализ результатов исследований теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы тракторного дизеля при работе на переменных нагрузках. Делается вывод, что ни характер изменения, ни частота, ни глубина модуляции переменной нагрузки практически не вызывают изменения теплонапряженности двигателя, которая определяется его средней загруженностью.

УДК 621.431.73

Исследование теплообмена в радиаторе системы охлаждения автомобильного двигателя. Железко Б.Е., Запекин Г.Н. "Автотракторостроение. Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей", 1978, вып. 11, с. 124–129.

Дано аналитическое исследование влияния возможной циркуляции охлаждающего воздуха через радиатор на эффективность системы охлаждения автомобильного двигателя. Выведены обобщающие расчетные зависимости теплообмена в радиаторе с учетом фактора циркуляции охлаждающего воздуха. Приведены примеры расчета системы охлаждения, на основании которых оценена погрешность существующих расчетных зависимостей, не учитывающих возможность циркуляции воздуха через радиатор. Даны рекомендации специалистам по конструированию и по эксплуатации автомобилей. –Ил. 1.