

АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

**Устойчивость движения
и работоспособность
агрегатов автомобилей
и тракторов**

Издательство «Вышэйшая школа»

Министерство высшего и среднего специального образования БССР
Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт
РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

ВЫПУСК 7

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА»
МИНСК 1975

629.11
А 22

Главный редактор
профессор Г.М. Кокин

Редакционный совет:

М.П. Бренч, С.М. Белов, Л.Я. Волчок, В.А. Вавуло,
А.И. Гришкевич, А.Х. Лефаров, Н.В. Розанов, З.Л. Си-
роткин, А.С. Савич.

Ответственный за выпуск Н.В. Розанов

Настоящий выпуск является продолжением шести выпусков сборника, выходявшего под названием "Автомобиле- и тракторостроение". В нем помещены статьи, содержащие результаты аналитических и экспериментальных исследований тяговой динамики и кинематического соответствия ведущих мостов колесного трактора 4x4, устойчивости движения тракторного поезда в процессе торможения, а также виброзащиты колесного трактора 1,4т, рабочего процесса тракторного дизеля при высокотемпературном охлаждении, переменных нагрузках и переходных режимах и т.д.

Сборник рассчитан на инженерно-технических работников заводов, преподавателей и аспирантов вузов, работников научно-исследовательских институтов.

А $\frac{0318-013}{M304(5) - 75}$ 87 - 75



Издательство "Вышэйшая школа", 1975 г.

И.С. Цитович, Л.И. Офенгейм,
С.М. Рудницкая, П.В. Кислейко

ВЕРОЯТНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

В условиях эксплуатации все детали автомобиля, в том числе и подшипники качения, имеют значительное рассеивание сроков службы. В связи с этим следует считать перспективной разработку вероятностного способа расчета подшипников, в результате которого должна быть получена кумулятивная зависимость вероятности выхода из строя подшипника от величины пробега автомобиля.

Рассеивание сроков службы подшипников в эксплуатации обусловлено в основном двумя факторами: 1) нестабильностью свойств самих подшипников, т.е. рассеиванием значений динамической грузоподъемности подшипника C ; 2) переменными условиями эксплуатации и изменением в связи с этим нагрузочных режимов автомобилей.

При разработке вероятностного способа расчета подшипников необходимо учесть оба указанных фактора.

Предложенный в настоящей работе способ расчета подшипников трансмиссии автомобиля базируется на основных положениях вероятностного расчета деталей автомобиля, изложенных в работе [1], и на рекомендациях по выбору нагрузочного режима для расчета подшипников, приведенных в работе [2].

Первый вариант расчета кумулятивной кривой. Основная расчетная зависимость для определения долговечности подшипника может быть представлена в виде

$$S = \frac{C^{3,33}}{C_{тр}^{3,33}} S_0, \quad (1)$$

где S — долговечность подшипника в км пробега автомобиля;

C — динамическая грузоподъемность подшипника, кГ; $C_{тр}$ — требуемая по заданному нагрузочному режиму динамическая грузоподъемность подшипника, кГ; S_0 — планируемый межремонтный пробег автомобиля, км.

При вероятностном расчете величины C и $C_{тр}$ являются случайными. Для построения кумулятивной кривой выхода подшипника из строя необходимо знать законы изменения этих случайных величин.

Для случайной величины $C^{3,33}$ можно использовать многочисленные данные стендовых испытаний, проводимых на подшипниковых заводах. По этим данным доля выходящих из строя подшипников по времени работы

$$\alpha = f \left(m = \frac{C^{3,33}}{C_{кат}^{3,33}} = \frac{S}{S_p} \right)$$

выражается не кумулятивной нормальной кривой распределения, а кривой, показанной на рис. 1 под индексом 1 [3]. Расчетная долговечность S_p определяется по каталожному значению динамической грузоподъемности $C_{кат}$; в этом случае $\alpha = 0,1$.

Учитывая работу автомобиля на нескольких передачах, случайная величина $C_{тр}^{3,33}$ может быть выражена зависимостью

$$C_{тр}^{3,33} = \frac{60}{10^6} \cdot \frac{1}{0,377 r_k} \sum (K Q_{пр})^{3,33}_i S_{пк д п} K_{п} \quad (2)$$

где $Q_{пр}$ — приведенная радиальная нагрузка на подшипник в кГ, определяемая согласно [2], по постоянному для данной пере-

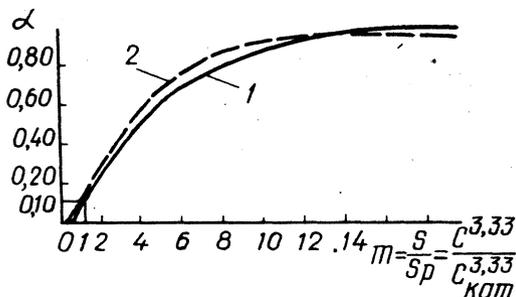


Рис. 1. Кумулятивные кривые вероятности выхода из строя подшипника в зависимости от значений реальной динамической грузоподъемности подшипника.

дачи расчетному крутящему моменту M_p ; K_6 — коэффициент безопасности; r_k — рабочий радиус качения ведущего колеса автомобиля, м; $i_{пк}$ — передаточное число от рассчитываемого подшипника до ведущего колеса автомобиля; S_d — действительный пробег автомобиля на данной передаче, км, $K_{п}$ — коэффициент пробега, учитывающий влияние переменного крутящего момента на долговечность подшипника.

При заданном режиме эксплуатации автомобиля случайной величиной в уравнении (2) следует считать только коэффициент пробега $K_{п}$. В предлагаемой методике расчета принято, что на каждой передаче случайная величина $K_{п}$ подчиняется закону нормального распределения со следующими параметрами: среднее значение $\bar{K}_{п} = 0,9 K_{пг}$; средне-квадратическое отклонение $\sigma_k = 0,1 K_{пг}$; где $K_{пг}$ — величина коэффициента пробега, определяемая по специальному графику [2].

Уравнение (2) может быть представлено в виде

$$C_{тр}^{3,33} = b \sum a_i K_{пi} \quad (3)$$

Так как случайная величина $C_{тр}^{3,33}$ является линейной функцией независимых случайных величин $K_{п}$, подчиняющихся нормальному распределению, то, согласно теории вероятностей [4], величина $C_{тр}^{3,33}$ также будет подчиняться нормальному закону распределения со следующими параметрами:

$$\text{среднее значение } \bar{C}_{тр}^{3,33} = b \sum a_i \bar{K}_{пi};$$

$$\text{средне-квадратическое отклонение } \sigma_{тр} = b \sqrt{\sum a_i^2 \sigma_k^2}.$$

Поскольку случайные величины $C_{тр}^{3,33}$ и $C_{тр}^{3,33}$ подчиняются различным законам распределения, для построения кумулятивной кривой выхода из строя подшипника по пробегу автомобиля предлагается следующий прием.

Кривая нормального распределения величин $C_{тр}^{3,33}$ разбивается на несколько равных интервалов. Для каждого i -го

интервала определяется вероятность его действия γ_i и значение $C_{\text{тр}i}^{3,33}$, соответствующее середине интервала. Для каждого значения $C_{\text{тр}i}^{3,33}$ строится своя кумулятивная кривая выхода из строя подшипника. С этой целью определяется расчетная долговечность подшипника, при которой $\alpha = 0,1$:

$$S_p = \frac{C_{\text{кат}}^{3,33}}{C_{\text{тр}i}^{3,33}} S_0 .$$

Затем для ряда принятых пробегов автомобиля S_j по величине $m = \frac{S_j}{S_p}$ на основании кривой 1 (рис. 1) определяется значение α_j и строится кумулятивная кривая $\alpha_j = f(S_j)$.

Аналогичным образом строятся кумулятивные кривые для остальных значений $C_{\text{тр}}^{3,33}$, а затем — результирующая кумулятивная кривая выхода подшипника из строя. Доля выходящих из строя подшипников $\alpha_{\Sigma j}$ для каждого значения пробега S_j определяется по формуле

$$\alpha_{\Sigma j} = \sum_{i=1}^N \alpha_{ji} \gamma_i .$$

Результирующие кумулятивные кривые должны строиться для различных режимов эксплуатации автомобиля (для различных дорожных условий).

Каждый режим эксплуатации характеризуется среднетехнической скоростью движения автомобиля и соответствующим распределением пробега по передачам. Определение среднетехнических скоростей движения грузовых автомобилей общего транспортного назначения на различных видах дорог рекомендуется производить в зависимости от величины расчетного удельного тягового усилия на первой передаче с помощью графика (рис. 2). По величине среднетехнической скорости с помощью графиков 2 определяется распределение общего пробега автомобиля по передачам S_g .

Построение отдельных кумулятивных кривых выхода из строя подшипников дает возможность оценить работоспособность подшипников в различных эксплуатационных условиях. Для общей оценки работоспособности подшипника с учетом работы автомобилей на всех видах дорог необходимо учесть относи-

Рис. 2. Графики среднетехнических скоростей движения грузовых автомобилей по различным видам дорог:

1— асфальтированные дороги равнинной местности; 2— асфальтированные дороги переменной местности; 3—булыжные, щебеночно-гравийные и улучшенные грунтовые дороги; 4—городские магистрали; 5— разбитые грунтовые и лесные дороги.

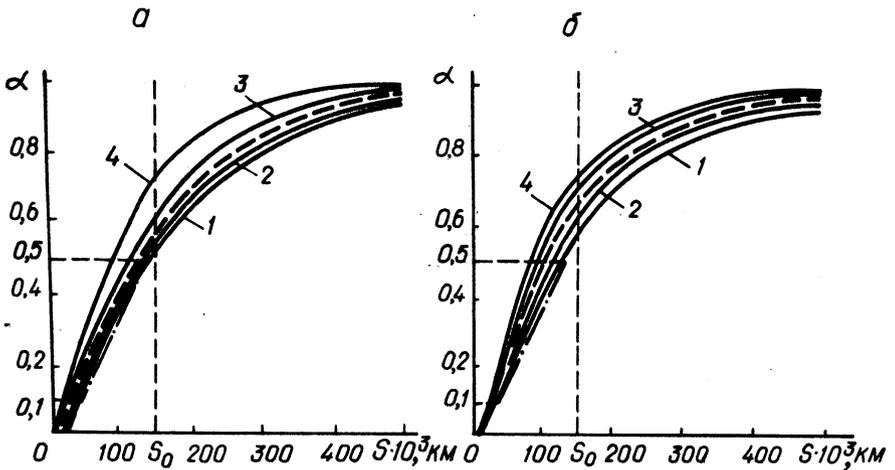
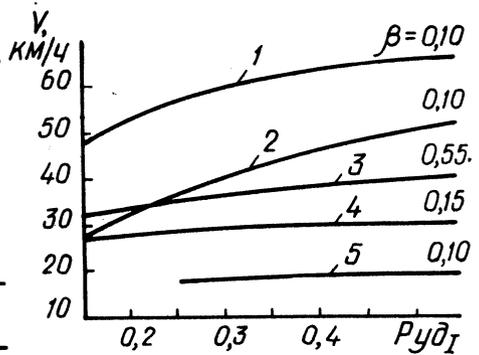


Рис. 3. Расчетные кумулятивные кривые выхода из строя подшипника задней опоры первичного вала коробки передач автомобиля ЗИЛ-130:

а— первый вариант; б— второй вариант; 1— асфальт; 2— булыжник; 3— город; 4— грунт; штриховая линия — обобщенная кривая; штрихпунктирная — эксплуатационная кривая.

тельное количество автомобилей β , работающих в данных дорожных условиях, и построить обобщенную кривую выхода подшипника из строя. При построении такой кривой величина $\alpha_{jодик}$

для любого значения пробега S_j определяется по формуле $\alpha_j = \frac{\sum \alpha_{ji} \beta_i}{\beta}$.

Значения β для каждого вида дорог приведены на графиках рис. 2.

Критерием правильности выбора подшипника может служить доля подшипников α_{S_0} , выходящих из строя при пробеге автомобиля $S = S_0$. Если $\alpha_{S_0} \leq 0,1$, можно считать, что подшипник выбран правильно. В противном случае подшипниковый узел нуждается в усилении.

Для иллюстрации на рис. 3, а показаны расчетные кумулятивные кривые выхода из строя подшипника задней опоры первичного вала коробки передач автомобиля ЗИЛ-130 при работе на различных видах дорог и обобщенная кривая выхода из строя подшипника. Из результатов расчета видно, что данный подшипник нуждается в усилении. Это подтверждается также эксплуатационными данными о работоспособности указанного подшипника, приведенными на этом же рисунке.

Второй вариант расчета кумулятивной кривой. Упрощенный вариант расчета и построения кумулятивных кривых выхода подшипников из строя по пробегу автомобиля основан на использовании логарифмически-нормальных кривых распределения случайных величин. Уравнение (1) в логарифмической форме примет вид

$$\lg S = \lg C^{3,33} - \lg C_{TP}^{3,33} + \lg S_0.$$

Предполагается, что случайные величины $\lg C^{3,33}$ и $\lg C_{TP}^{3,33}$ подчинены нормальному закону распределения и вследствие этого случайная величина $\lg S$ также подчиняется этому же закону.

Для распределения случайной величины $\lg C^{3,33}$ подобраны статистические параметры:

$$\text{среднее значение } \lg C^{3,33} = 3,33 \lg C_{кам} + 0,517;$$

$$\text{средне-квадратическое отклонение } \sigma_C = 0,379.$$

Построенная на основании этих параметров зависимость

$$\alpha = f \left(\frac{C^{3,33}}{C_{кам}^{3,33}} \right) \text{ показана на рис. 1 под индексом 2.}$$

Случайная величина $C_{\text{тр}}^{3,33}$ (уравнение 3) после логарифмирования примет вид

$$\lg C_{\text{тр}}^{3,33} = \lg(\sum a_i K_{\text{п}i}) + \lg b = \lg M + \lg b.$$

Сделанные расчеты показывают, что принятие нормального закона распределения для величины $\lg M$ приводит к сравнительно незначительной ошибке в конечных результатах расчета.

Основные статистические параметры распределения величин $\lg M$ и $\lg C_{\text{тр}}^{3,33}$ следующие:

$$\text{среднее значение } \overline{\lg M} = \frac{\lg M_{\text{max}} + \lg M_{\text{min}}}{2};$$

$$\text{среднее значение } \overline{\lg C_{\text{тр}}^{3,33}} = \overline{\lg M} + \lg b;$$

средне-квадратическое отклонение в обоих случаях

$$\sigma_M = \sigma_{\text{тр}} = \frac{\lg M_{\text{max}} - \lg M_{\text{min}}}{6}.$$

Параметры нормального распределения случайной величины $\lg S$ могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$\text{среднее значение } \overline{\lg S} = \overline{\lg C_{\text{тр}}^{3,33}} - \overline{\lg C_{\text{тр}}^{3,33}} + \lg S_0;$$

$$\text{средне-квадратическое отклонение } \sigma_S = \sqrt{\sigma_C^2 + \sigma_M^2}.$$

Построение кумулятивной кривой выхода из строя подшипника по пробегу автомобиля производится на основании принятых значений пробегов S_j . С помощью таблицы интегральной функции нормального распределения по величине отношения

$$x_j = \frac{\lg S_j - \overline{\lg S}}{\sigma_S}$$

определяется доля вышедших из строя подшипников α_j ; для принятого режима эксплуатации автомобиля.

На основании кривых, построенных для каждого режима эксплуатации, строится обобщенная кривая выхода из строя подшипника с учетом относительной доли β автомобилей, работающих на каждом виде дорог.

По второму варианту также был произведен расчет подшипника задней опоры первичного вала коробки передач ЗИЛ-130.

Полученные кривые выхода из строя подшипника изображены на рис. 3,б. Как видно из сопоставления соответствующих кривых, доля выходящих из строя подшипников α , подсчитанная по второму варианту, при одинаковых условиях примерно на 10--20% выше, чем при расчете по первому варианту.

Л и т е р а т у р а

1. Цитович И.С. Вероятностные расчеты деталей транспортных и тяговых машин. Минск, 1971. 2. Цитович И.С. и др. Методика расчета подшипников качения трансмиссий автомобилей и тракторов. Кн. 1. Минск, 1967. 3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. М., 1967. 4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М., 1964.

Г.Ф. Бутусов

ОСЕВОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПРЯМОЗУБОЙ СКОЛЬЗЯЩЕЙ ШЕСТЕРНИ И ЕЕ САМОВЫКЛЮЧЕНИЕ

Проведенными исследованиями [1] было установлено, что на прямозубых скользящих шестернях в результате взаимодействия сопряженных деталей шлицевого соединения возникают осевые силы, которые приводят к самовыключению передач.

Анализируя результаты последних исследований следует заметить, что некоторые авторы приходят к противоречивым выводам, и до настоящего времени нет единого мнения о природе возникновения осевых перемещений прямозубой скользящей шестерни, о влиянии зазоров в шлицевом соединении и асимметрии шестерен на возникновение осевых сил.

В практике создания коробок передач тракторов и автомобилей с целью улучшения конструкции коробок и упрощения механизма переключения передач неизбежно применение шестерен с асимметричным расположением венца относительно ступицы. Величина же зазора в шлицевом соединении существенным образом влияет не только на величину осевой силы, но и опреде-

ляет технологию изготовления элементов шлицевого соединения и стоимость трансмиссии. Поэтому представляет интерес выбор оптимального сочетания величины асимметрии шестерен и зазора в шлицевом соединении вал—шестерня.

Полученные экспериментальные данные характера распределения нагрузки между шлицами [2] позволили объяснить механизм осевого перемещения прямозубой скользящей шестерни.

Осевое поступательное перемещение асимметричной прямозубой скользящей шестерни относительно вала под нагрузкой происходит за счет неравномерного распределения нагрузки между шлицами и действия перенашивающего момента постоянного направления (считаем, что направление действия усилия в зубчатом зацеплении остается неизменным).

Диаметрально противоположные шлицы, расположенные в плоскости, перпендикулярной плоскости действия силы в зубчатом зацеплении, передают различные усилия. Величина этой разницы является максимальной по сравнению с разницей на других шлицах. В результате различных сил трения между диаметрально противоположными шлицевыми парами и перекоса шестерни на валу осевое проскальзывание сопряженных шлицев с изменением места расположения их на окружности при вращении происходит на различную величину.

Величина суммарного осевого проскальзывания шлицев шестерни относительно шлицев вала за один оборот определяется выражением

$$S_{oc} = \frac{8r_{cp}^2 \operatorname{tg} \beta W}{N \cos \alpha' R_o}, \quad (1)$$

где $W = \sum_{i=1}^{z/2} q_{imax} - \sum_{i=z/2+1}^z q_{imin}; \operatorname{tg} \beta = \frac{\delta}{1}$ или $\operatorname{tg} \beta = -\frac{\Delta}{1};$

z — число шлицев; r_{cp} — средний радиус шлицевого соединения; l — длина шлицевого соединения; δ — величина зазора при посадке по центрирующему диаметру; Δ — величина зазора при посадке по боковым поверхностям; N — сила в зубчатом зацеплении; α' — профильный угол в зубчатом зацеплении; R_o — радиус основной окружности шестерни; q — нагрузка, передаваемая одним шлицем.

Скорость осевого перемещения шестерни равна

$$V_{oc} = \frac{2r^2 \operatorname{tg} \beta n W}{15N \cos \alpha' R_o}, \quad (2)$$

где n — число оборотов шестерни, об/мин.

Направление осевого перемещения асимметричной прямозубой шестерни зависит от направления действия силы в зубчатом зацеплении и направления смещения зубчатого венца относительно середины длины шлицевого соединения.

Величина осевой силы определяется по формуле

$$Q = NfK_{KT} \left(1 + \frac{R_o}{r_{cp}} \cos \alpha' \right) \pm \cos \alpha' \operatorname{tg} \beta', \quad (3)$$

где K_{KT} — конструктивно-технологический коэффициент, который определяется по графику (рис. 1), полученному экспериментальным путем; f — коэффициент трения в шлицевом соединении; β' — суммарный угол перекоса в зубчатом зацеплении, зависящий от посадочных зазоров, точности изготовления, износа и деформаций.

Экспериментальные исследования осевых перемещений прямозубой скользящей шестерни относительно вала и величины осевых усилий, действующих на механизм переключения передач, проводились методом тензометрирования с различными конструктивными исполнениями и различными вариантами установки скользящих шестерен в испытуемой коробке на стенде испытания коробок передач с поглощением мощности.

Величина осевой силы определялась в зависимости от величины зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и асимметрии расположения зубчатого венца шестерни относительно шлицевой части ее ступицы, числа оборотов, отношения радиусов шестерни и шлицевого соединения при различных уровнях передаваемой нагрузки.

Исследование состояло из двух этапов: 1) исследования скользящих шестерен с эвольвентным профилем шлицев; 2) исследования скользящих шестерен с прямобочным профилем шлицев.

С целью сохранения условий работы скользящих шестерен по характеру нагружения, смазки, жесткости элементов конструкции и приближения к эксплуатационным условиям опыты проводились в серийных корпусах коробок передач при максимальном сохранении серийных деталей. Изменению подвергались

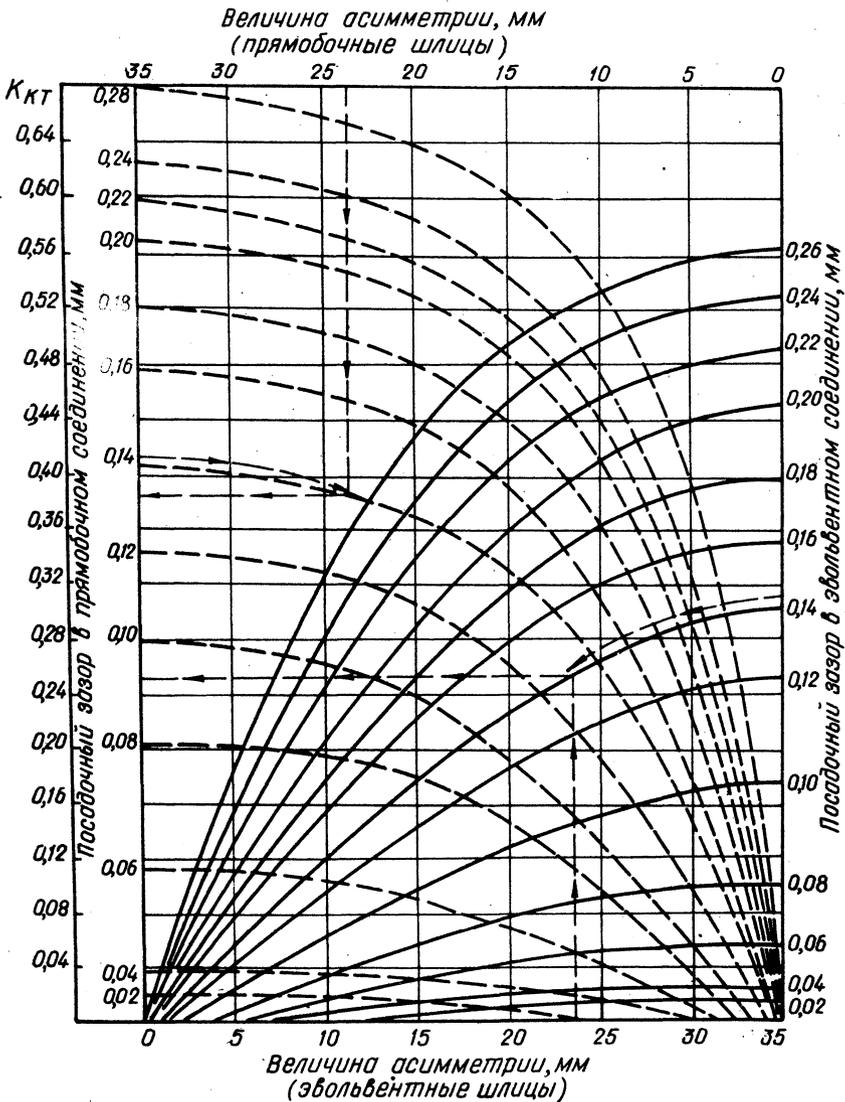


Рис. 1. График для определения коэффициента K_{KT} для шлицевых соединений эвольвентного и прямоочного профиля:
 _____ — шлицы эвольвентного профиля; - - - -
 шлицы прямоочного профиля.

конструкция скользящей шестерни и механизм переключения передач, который обеспечивал ступенчатое перемещение шестерни вдоль вала и ее фиксацию в определенном положении.

Задачами исследования было предусмотрено совместное и раздельное определение влияния величины зазора и асимметрии на величину осевой силы при исключении всех других факторов, кроме исследуемых, что обеспечивалось методикой проведения опытов и специально изготовленными шестернями, которые были выполнены с подвижным и удлиненным зубчатым венцом с одинаковой длиной ступиц. Перемещение венца при исследовании проводилось ступенчато как вправо, так и влево от середины длины шлицевого соединения и в сумме составляло 35 мм в одну сторону.

Посадочные диаметры в шлицевых соединениях исследуемых деталей были выполнены с таким расчетом, чтобы первоначальный зазор между ними равнялся 0,04 мм, а зазор между боковыми гранями шлицев составлял 0,3 мм для того, чтобы при испытаниях на максимальных зазорах по центрирующему диаметру боковой зазор не являлся лимитирующим.

Исследования проводились при зазорах по центрирующему диаметру от 0,04 до 0,28 мм через каждые 0,04 мм с одновременным изменением величины асимметрии при ступенчатом нагружении исследуемых деталей крутящим моментом и скорости вращения 500, 1000, 1500, 2000 об/мин.

Порядок и условия проведения испытаний, нагрузочные режимы при исследовании шестерен с эвольвентным и прямобочным профилем шлицев на всем протяжении опытов были одинаковыми. При этом экспериментально подтвердились теоретические положения о природе осевого перемещения прямозубой скользящей шестерни относительно вала.

Проведенные опыты показали, что осевое перемещение прямозубой шестерни зависит от перекоса ее относительно вала и неравномерности распределения нагрузки между шлицами. Перекос, в свою очередь, зависит от асимметрии шестерни и величины зазора между посадочными поверхностями в шлицевом соединении. В связи с этим устранение осевого перемещения и дефекта самовыключения можно достичь как путем уменьшения посадочных зазоров в шлицевом соединении вал—скользящая шестерня, так и за счет симметричного расположения зубчатого венца.

В результате проведенных экспериментальных исследований было установлено, что величина осевой силы, возникающей на

прямозубой скользящей шестерне, не зависит от числа оборотов, прямо пропорциональна силе в зубчатом зацеплении и уменьшается с уменьшением величины асимметрии зубчатого венца относительно середины шлицевой части ступицы, зазоров между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и увеличением отношения диаметра шестерни к диаметру шлицевого соединения.

Л и т е р а т у р а

1 Белов С.М. Исследование явления самовыключения прямозубых шестерен и зубчатых муфт тракторных коробок передач. Канд. дис. Минск, 1963. 2. Белов С.М., Бутусов Г.Ф. Исследование нагруженности шлицевого соединения. -- В рефер. сб.: Новое в технологии машиностроения. М., 1969, вып. 2.

А.Г. Выгонный, А.Т. Ковальков, И.В. Сурков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В НОВОМ И ПРИРАБОТАННОМ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЯХ

Все имеющиеся в литературе исследования продольной неравномерности распределения нагрузки в зубчатом (шлицевом) соединении относятся к новым неприработанным соединениям. Поэтому представляет интерес исследование влияния приработки на продольную неравномерность распределения нагрузки в соединении.

Для проведения такой работы в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ были подготовлены два зубчатых соединения карданного вала автомобиля МАЗ-500: новое и бывшее в эксплуатации, снятое с автомобиля после пробега 130 тыс. км. Конструкция исследуемого соединения показана на рис. 1.

Работа сводилась к определению коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки в максимально нагруженном сечении соединения (конечное сечение шлицевой части втулки) и влияния величины передаваемого соединением крутящего момента на значение этого коэффициента. Коэффи-

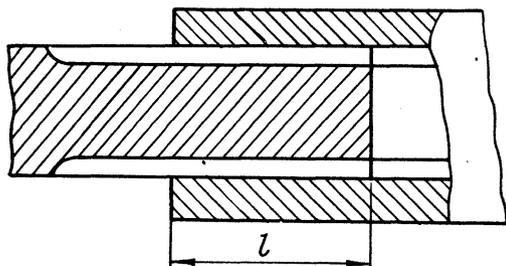


Рис. 1. Конструкция исследуемого зубчатого соединения.

коэффициент неравномерности определялся на закруточном стенде по методике, описанной в работе [1]. Исследование проводилось тензометрированием с использованием транзисторного усилителя типа ТУП-101, в качестве регистрирующих приборов использовались микроамперметры.

Параметры исследуемых соединений:

условное обозначение по ГОСТ 1139-58	— D16 x 56 x 65;
рабочая длина зубьев	— 130 мм;
материал: вала	— сталь 40 X;
втулки	— сталь 40;
твердость зубьев: вала	— 43—55 HRC ;
втулки	— 229—269 НВ.

Результаты микрометража зубьев исследуемых соединений показывают, что толщина зубьев нового вала колеблется в зависимости от места расположения зуба по окружности и изменяется примерно по гармоническому закону. Разность между максимальным и минимальным размерами по толщине составляет 0,09 мм; толщина каждого зуба по длине одинакова (колебания размера в пределах точности измерений). Наружный диаметр шлицевой части нового вала по всей длине одинаков.

Вал, бывший в эксплуатации, имеет значительный износ как по толщине зубьев, так и по наружному диаметру. Наибольший износ по толщине зуба составляет 0,39 мм, по наружному диаметру — 0,19 мм. Наибольшие величины износа как по толщине, так и по наружному диаметру отмечены по концам соединения. Величины износов зависят от углового расположения зубьев соединения относительно плоскости вилки карданных шарниров. Наибольший износ наблюдается на зубьях, расположенных в плоскости, перпендикулярной плоскости расположения вилки. Замеренные величины износов зубьев вала, бывшего в эксплуатации, предельны, так как они привели к такому перекашиванию осей вала и втулки, которое вызывает

недопустимые вибрации карданного вала при движении автомобиля.

Коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки в соединении определяется по формуле

$$K = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ср}} \delta},$$

где M_{\max} — крутящий момент в измеряемом сечении втулки; δ — расстояние от середины датчика до торца шлицев вдоль оси втулки, $\delta = 13,5$ мм; $M_{\text{ср}}$ — средний погонный момент в соединении;

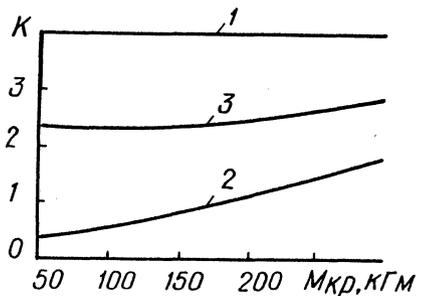
$$M_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{кр}}}{l},$$

где $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, нагружающий соединение; l — рабочая длина соединения.

Новый вал нагружался и разгружался несколько раз. При первом нагружении неравномерность распределения нагрузки по длине соединения наибольшая. После первых 2—3 нагружений происходит обжатие рабочих поверхностей зубьев соединения, и при дальнейших нагружениях коэффициент продольной неравномерности при одинаковых нагружающих крутящих моментах остается стабильным.

Соединение, бывшее в эксплуатации, нагружалось при таком относительном положении вала и втулки, каким оно было при эксплуатации (по меткам). Коэффициент продольной неравномерности в зоне рабочих нагрузок 100–150 кгМ приближается к единице. При повороте втулки на 180° относительно прежнего ее положения на валу, когда вступают в контакт новые зубья вала и втулки, коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки принимает значения, промежуточные между значениями K для приработанного и нового валов.

Рис. 2. Зависимость коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки в зубчатом соединении от величины нагружающего крутящего момента.



Результаты исследования представлены графически на рис. 2. Кривая 1 относится к новому серийному валу после обжатия. Кривая 2 — к валу, бывшему в эксплуатации при нормальной сборке, кривая 3 — то же, но после изменения относительного положения зубьев вала и втулки.

В ы в о д ы

1. Приработка снижает неравномерность распределения нагрузки в зубчатом соединении, но не устраняет этой неравномерности при переменных нагрузках, так как коэффициент продольной неравномерности зависит от величины передаваемого соединения крутящего момента. При малых значениях крутящего момента наиболее нагруженное сечение перемещается от торца втулки в сторону середины соединения.

2. Нарушение первоначального положения сборки деталей зубчатого соединения значительно увеличивает продольную неравномерность распределения нагрузки в соединении.

Л и т е р а т у р а

1. Выгонный А.Г. Методика экспериментального исследования продольной неравномерности распределения нагрузки в шлицевом соединении карданной передачи. — В сб.: Расчеты, конструирование и технологическая доводка грузовых автомобилей. М., 1969.

С.М. Белов, Г.Ф. Бутусов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Анализ механизма работы шлицевого соединения и эксплуатационные данные показали, что шлицевые соединения вал—скользящая шестерня выходят из строя по износу за счет истирания рабочих поверхностей в результате их относительных перемещений под нагрузкой.

При исследованиях определялась сравнительная износостойкость скользящих шестерен в зависимости от посадочного зазора в шлицевом соединении и асимметричности шестерен.

При этих же исследованиях определялся сравнительный износ в одних и тех же условиях шлицевых соединений с эвольвентным и прямобочным профилем шлицев, а также скользящих шестерен и шестерен, жестко зафиксированных в осевом направлении. Скользящие шестерни удерживались от осевого перемещения вилками переключения передач, а неподвижные — распорными втулками. Исследования проводились на стендах с замкнутым силовым контуром.

Для проведения испытаний были специально спроектированы и изготовлены симметричные и асимметричные шестерни с эвольвентным и прямобочным профилем шлицев. Твердость шлицев шестерен (сталь 20 ХНР) и валов (сталь 40 X) для всех опытов равнялась НRC 24–27. Средняя удельная нагрузка на шлицах при испытаниях составляла 115 кГ/см^2 .

Шестерни, составляющие испытываемую пару, имели одинаковое число зубьев. Центрирование шлицевого соединения эвольвентного профиля осуществлялось по наружному диаметру, а прямобочного профиля — по внутреннему. Исследование проводилось при посадочных зазорах в диапазоне от 0,02 до 0,2 мм через 0,02—0,03 мм.

Ступицы шестерен с симметричным и асимметричным расположением венца брались равными по длине.

Изменение посадочного зазора в шлицевом соединении вал-шестерня с эвольвентным профилем шлицев проводилось путем шлифовки наружного диаметра шлицев вала, а изменение посадочного зазора в шлицевом соединении с прямобочным профилем шлицев производилось путем шлифовки внутреннего диаметра шлицев шестерни. При этом учитывалось, что максимальный радиальный зазор, при котором центрирование (посадка) шестерни относительно вала осуществлялось цилиндрическими поверхностями шлицевого соединения, должен быть меньше зазора между боковыми гранями шлицев. Так как в противном случае посадочными поверхностями становятся боковые грани шлицев, т.е. центрирование будет осуществляться по боковым граням. Поэтому между боковыми поверхностями шлицев при исследовании был принят зазор, равный 0,3 мм.

Такая величина бокового зазора позволяла проводить исследования по влиянию радиального зазора в шлицевом соеди-

нении в принятом диапазоне от 0,02 мм до 0,2 мм, причем боковые поверхности шлицев не влияют при этом условии на перекос и перемещение шестерни относительно вала в пределах исследуемого радиального зазора.

Для предварительной приработки шестерен сначала проводилась их обкатка на режимах, принятых для новых тракторов по заводской инструкции.

Для смазки испытуемых и стендовых деталей использовалось серийное масло АК-10, применяемое для смазки трансмиссий тракторов "Беларусь" МТЗ-50.

При установке новых опытных деталей производилась замена масла в редукторах стенда, на протяжении же каждого периода испытаний масло в редукторах не менялось, а в случае утечки доливалось до необходимого уровня. Смазка шестерен и подшипников происходила за счет разбрызгивания масла шестернями. Уровень масляной ванны редукторов устанавливался таким, что обеспечивал соответствие смазки испытуемых шестерен при стендовых испытаниях — смазки при работе шестерен в КПП трактора. Контроль уровня смазки в редукторах осуществлялся по маслоуказателю.

Регулирование необходимой температуры масла (60—80°C) в редукторах во время испытаний осуществлялось за счет циркуляции воды в радиаторах, находящихся непосредственно в масляной ванне редукторов. Температура масляной ванны контролировалась дистанционными термометрами.

В результате проведенных стендовых испытаний были получены величины сравнительных износов рабочих и центрирующих поверхностей скользящих и неподвижных шлицевых соединений вал—шестерня с симметричным и асимметричным расположением зубчатого венца шестерни относительно шлицевой части ее ступицы, в зависимости от посадочного зазора в шлицевом соединении.

На рис. 1 показан график средних износов боковых и центрирующих поверхностей эвольвентных и прямобочных шлицев в зависимости от зазоров между посадочными поверхностями в неподвижных и скользящих соединениях вал — симметричная шестерня и вал — асимметричная шестерня.

На данном графике можно различить несколько характерных зон износа боковых и центрирующих поверхностей для шлицевых соединений эвольвентного и прямобочного профиля. Зона 1 — характеризует темп износа боковых и центрирующих поверхностей скользящих шлицевых соединений. Зона 2 — ха-

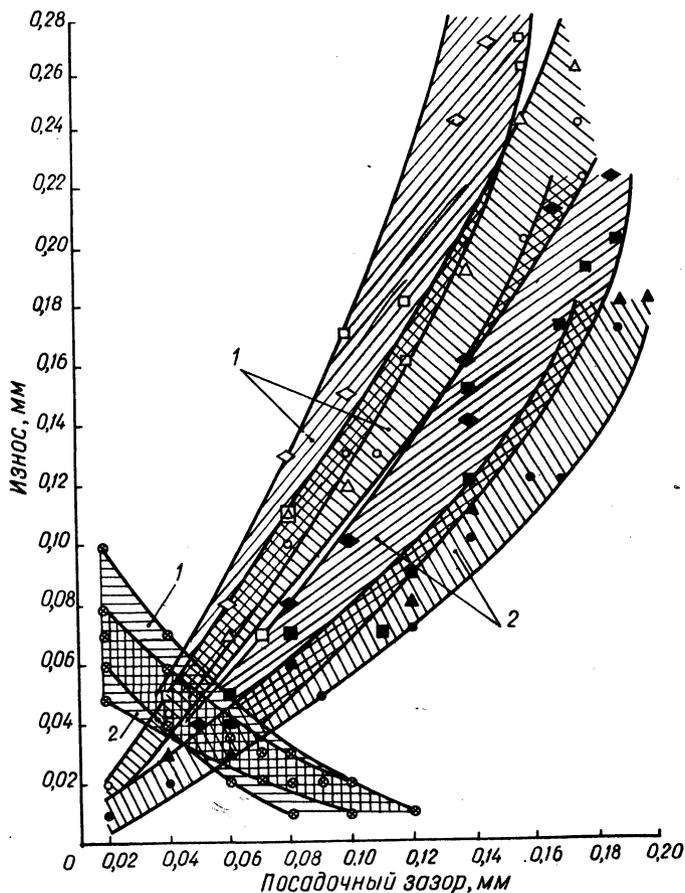


Рис. 1. График износов боковых и центрирующих поверхностей эвольвентных и прямобочных шлицев в зависимости от зазоров между посадочными поверхностями в скользящих и неподвижных шлицевых соединениях:

1— скользящие шлицевые соединения; 2— неподвижные шлицевые соединения; \diamond \square — шлицы прямобочные; \circ \triangle — шлицы эвольвентные; \circ — шестерни симметричные; \diamond \triangle — шестерни асимметричные; \otimes — центрирующие поверхности.

рактирует темп износа боковых и центрирующих поверхностей неподвижных шлицевых соединений.

Как видно из представленного графика, с увеличением зазора между посадочными (центрирующими) поверхностями износ боковых граней шлицев увеличивается пропорционально зазорам, а износ посадочных поверхностей уменьшается и достигает минимального значения для данных соединений после зазора 0,08—0,12 мм.

Этот факт говорит о том, что при зазорах более 0,08—0,12 мм, центрирующие поверхности не участвуют в передаче нагрузки.

Сравнивая зону износа боковых поверхностей эвольвентных шлицев с зоной износа боковых поверхностей прямобоочных шлицев можно заметить, что эвольвентные шлицы изнашиваются по боковым поверхностям на 10—12% меньше, чем прямобоочные.

Нарастание (темп) износа боковых поверхностей шлицев с увеличением зазора между посадочными поверхностями в скользящих шлицевых соединениях больше, чем у неподвижных.

Износ боковых поверхностей при данных исследованиях у скользящих шлицевых соединений при минимальном зазоре (0,02—0,04 мм) между посадочными поверхностями колеблется в пределах 0,02—0,06 мм, а у неподвижных — в пределах от 0 до 0,03 мм.

Средний износ боковых поверхностей у скользящих шлицевых соединений на 60—80% больше, чем износ боковых поверхностей у неподвижных шлицевых соединений.

Средний износ посадочных поверхностей (по центрирующему диаметру) в скользящих шлицевых соединениях больше на 10—15%, чем в неподвижных шлицевых соединениях.

Кроме того, рассматривая зоны износа боковых поверхностей шлицев, можно заметить, что точки, характеризующие величину износа шлицевых соединений вал—асимметричная шестерня соответствуют несколько большей величине износа, чем точки, характеризующие износ шлицевых соединений вал—симметричная шестерня как для неподвижных, так и для скользящих шлицевых соединений.

По данным исследований, разность износа боковых поверхностей шлицевых соединений вал—неподвижная симметричная шестерня и вал—скользящая симметричная шестерня при одних и тех же зазорах в этих соединениях колеблется в пределах: у прямобоочных шлицев — от 0,04 до 0,12 мм, у эвольвентных шлицев — от 0,02 до 0,08 мм. А разность износов центрирующих поверхностей в шлицевых соединениях вал—не-

подвижная шестерня и вал—скользящая шестерня колеблется в пределах от 0,01 до 0,03 мм.

Повышенный износ шлицев у скользящих шестерен с асимметричным расположением венца относительно ступицы по сравнению с износом шлицев шестерен с симметричным расположением венца относительно ступицы объясняется тем, что асимметричная шестерня при работе под нагрузкой перекашивается на валу, в результате чего уменьшается длина контакта и увеличивается удельное давление на рабочих поверхностях сопряженных деталей.

Таким образом, износ шлицев может увеличиваться в 1,5—2 раза за счет асимметричного расположения зубчатого венца и повышенных зазоров (0,12—0,16 мм) между посадочными поверхностями в шлицевом соединении. Поэтому для повышения долговечности шлицевых соединений шестеренчатых передач необходимо стремиться к уменьшению величины асимметрии и по возможности применять симметричные шестерни. Если условия компоновки или другие причины не позволяют сделать шестерню симметричной, то необходимо идти по пути оптимального выбора величины зазора и асимметрии.

Нгуен Ван Шай

УСТАЛОСТНАЯ РАВНОПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПОДШИПНИКОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Равнопрочными по выносливости являются детали, имеющие при данных условиях работы примерно одинаковый срок службы. Если срок службы для некоторой детали определяется расчетами по нескольким видам напряженного состояния (например, расчетом на выносливость по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба), то размеры и параметры элементов детали целесообразно выбирать так, чтобы результаты соответствующих проверочных расчетов были близкими по сроку службы.

Срок службы подшипников качения при прочих равных условиях определяется величиной циклических контактных напряжений, вызывающих повреждение и износ беговых дорожек и тел

качения. Срок службы зубчатых колес определяется величинами циклических контактных напряжений, вызывающих повреждение и износ рабочих поверхностей зубьев, и циклических напряжений изгиба в опасном сечении у корня зуба, вызывающих усталостную поломку зубьев. Известно, что срок службы, выражаемый числом циклов напряжения до усталостного повреждения детали N разруш и величина напряжения σ имеют следующую зависимость:

$$\sigma^m N_{\text{разруш}} = \text{const},$$

где σ — циклическое напряжение определенного уровня; m — показатель степени, зависящий от вида напряжения, материала детали и термической обработки; N — число циклов напряжения.

В этой зависимости показатель степени m оказывается различным для различных видов напряжений даже при одном и том же материале и одинаковой упрочняющей обработке. Например, для напряжения изгиба цементированных зубчатых колес $m = 9$; для контактных напряжений $m = 3$; для напряжений в подшипниках $m = 3,33$. Поэтому изменение уровня нагрузки приводит к неодинаковым изменениям срока службы детали, определяемого различными видами напряжений. Следовательно, ряд деталей узла, рассчитанных по условию равнопрочности (т.е. на одинаковый срок службы) при одном уровне нагрузки, оказываются уже неравнопрочными при изменении уровня нагрузки. Таким образом, усталостная равнопрочность деталей узла может быть достигнута только для определенного уровня нагрузки, а если эта нагрузка является переменной, то еще и для определенного закона изменения этой нагрузки. Все эти обстоятельства подтверждаются при расчетах зубчатых колес и подшипников автомобильных коробок передач.

Нами выполнены расчеты на выносливость зубчатых колес и подшипников ряда автомобильных коробок передач. В результате этих расчетов определены приемлемые уровни циклических напряжений в зубчатых колесах и требуемые значения коэффициента работоспособности S подшипников для различных сроков службы (в км пробега автомобиля) от 150000 км до 500000 км. В табл. 1 и 2 и на рис. 1, к примеру, изображены результаты расчетов для зубчатых колес и подшипников коробки передач автомобиля ГАЗ-53.

Таблица 1

Значения коэффициента работоспособности С для подшипников коробки передач автомобиля ГАЗ-53, обеспечивающие усталостную равнопрочность

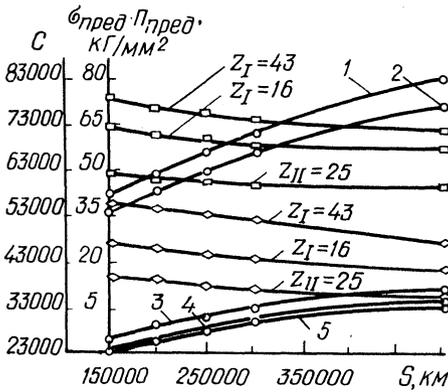
Наименование подшипника	С по каталогу	Срок службы установленного подшипника, км	С _{тр} , необходимое при различных планируемых пробегах				
			S ₀ =				
			150000 км	200000 км	250000 км	300000 км	500000 км
первичного вала, задний	39000	50000	57540	62370	66070	70790	83180
вторичного вала, передний	26630	220000	23440	25700	27540	28840	34670
вторичного вала, задний	40000	60000	53700	58880	63100	66830	77620
промежуточного вала, передний	39000	> 500000	23170	25700	27540	28840	33500
промежуточного вала, задний	40000	> 500000	26300	28840	30900	32360	37580

Таблица 2

Значение напряжений для зубчатых колес коробки передач автомобиля ГАЗ-53, обеспечивающие усталостную равнопрочность

Наименование зубчатых колес и число зубьев	Действительные напряжения $\sigma_{\text{сим}}$ кг/мм ²	Срок службы зубчатого колеса по изгибу кон- такту, км	σ и Π при различных планируемых пробегах, кг/мм ²				
			=				
			150000 км	200000 км	250000 км	300000 км	500000 км
1 передачи промежуточного вала, $z=16$	66	110000	64	62	60	58	56
	19,8	300000	26	24	22	20	18
1 передачи вторичного вала, $z=43$	70	250000	73	71,5	70	68,5	64
	19,8	> 500000	39	37,5	36	34,5	28
11 передачи промежуточного вала, $z=25$	52	90000	49	47,5	46	45	44,5
	8,2	> 500000	16	15	14	13	11

Рис. 1. Диаграмма предельных напряжений контакта и изгиба зубчатых колес и требуемого коэффициента работоспособности подшипников при различных пробегах коробки передач автомобиля ГАЗ-53:



○ — требуемый коэффициент C ; □ — предельное напряжение изгиба $\sigma_{\text{пред}}$; ◇ — предельное контактное напряжение $\Pi_{\text{пред}}$. 1— подшипник первичного вала; 2— задний подшипник вторичного вала; 3— задний подшипник промежуточного вала; 4— передний подшипник вторичного вала; 5— передний подшипник промежуточного вала.

Данные в табл. 1 рассчитаны по следующим зависимостям: для подшипников

$$C_{\text{тр.р}}^{3,33} = C_{\text{тр.о}}^{3,33} \frac{S_p}{S_o} = C_{\text{тр.о}}^{3,33} \frac{S_p}{150000},$$

где S_p — желаемый расчетный пробег; S_o — пробег, на который рассчитан узел с установленным подшипником ($S_o = 150000$ км); $C_{\text{тр.р}}$ — требуемый коэффициент работоспособности, обеспечивающий желаемый расчетный пробег; $C_{\text{тр.о}}$ — требуемый коэффициент работоспособности, обеспечивающий пробег $S_o = 150000$ км; для зубчатых колес

$$N_{\text{э.р}} = N_{\text{э.о}} \frac{S_p}{S_o} = N_{\text{э.о}} \frac{S_p}{150000}.$$

Далее предельное напряжение изгиба $\sigma_{\text{пред}}$ определяется по диаграмме выносливости, исходя из значения $N_{\text{э.р}}$

$$N_{\text{э.р}}' = N_{\text{э.о}}' \frac{S_p'}{S_0'} = N_{\text{э.о}}' \frac{S_p'}{150000},$$

а предельное контактное напряжение $\Pi_{\text{пред}}$ определяется по диаграмме контактной выносливости, исходя из значения $N_{\text{э.р}}'$.

В указанных выше зависимостях $N_{\text{э.о}}$, $N_{\text{э.о}}'$ -- общее эквивалентное число циклов, соответствующее пробегу $S_0 = S_0' = 150000$ км; $N_{\text{э.р}}$, $N_{\text{э.р}}'$ -- общее эквивалентное число циклов, соответствующее пробегу S_p и S_p' .

Для увеличения срока службы со 150000 км до 500000 км при неизменном максимальном уровне и определенном законе изменения нагрузки для подшипников коробки передач ГАЗ-53 необходимо увеличение коэффициента работоспособности $C_{\text{тр}}$ в 1,43--1,47 раз, а для зубчатых колес уменьшение действующих напряжений $\sigma_{\text{сим}}$ в 1,10--1,14 раз и Π_d в 1,40--1,45 раз.

Диаграммы, аналогичные показанной на рис. 1, могут использоваться в качестве исходных данных при модернизации узлов трансмиссии автомобилей с целью увеличения срока их службы при равнопрочности основных элементов.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел

ВЛИЯНИЕ ДОРОЖНЫХ НЕРАВНОСТЕЙ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля в его трансмиссии наблюдаются непрерывные циклические изменения крутящего момента, связанные с неравномерностью работы двигателя, агрегатов трансмиссии и взаимодействием автомобиля с дорогой. Так как автомобиль представляет собой сложную взаимосвязанную колебательную систему, состоящую из поступательно движущихся и вращающихся масс, то колебания поступательно движущихся масс возбуждают колебания вращающихся масс и наоборот.

К поступательно движущимся массам относятся подрессоренные и неподрессоренные массы, а к вращающимся — массы трансмиссии и двигателя.

Возможны по крайней мере три связи между колебаниями подрессоренных и неподрессоренных масс и колебаниями в трансмиссии: через реакцию дороги, через кинематику подвески и через реактивную податливость ведущего моста.

Влияние реактивной податливости моста достаточно подробно исследовано в работе [1]. Показано, что в случае рессорной подвески и отсутствия реактивных штанг при вертикальных колебаниях неподрессоренных масс возникают угловые колебания ведущего моста, приводящие к закручиванию трансмиссии.

Изменение вертикальной составляющей реакции дороги и влияние этого изменения на колебания в трансмиссии изучены в работе [2]. Авторы рассматривают момент, возбуждающий колебания в трансмиссии, как результат изменения сопротивления качению вследствие изменения вертикальной реакции дороги при колебаниях подрессоренных и неподрессоренных масс. Влияние же горизонтальной составляющей реакции, изменение которой обусловлено наездом колеса на неровность, и неравномерность поступательной скорости автомобиля в этой работе не учитываются.

В настоящей работе рассматривается связь колебаний поступательно движущихся масс автомобиля и масс трансмиссии через реакцию дороги. При этом учитывается влияние изменения не только вертикальной, но и горизонтальной составляющих реакции дороги.

Расчетная схема, соответствующая взаимосвязанной системе "подрессоренные и неподрессоренные массы и массы трансмиссии", показана на рис. 1. На схеме трансмиссия представлена в виде двухмассовой системы с массами, имеющими момент инерции I_1 (масса маховика двигателя и отнесенных к нему деталей) и I_2 (масса колес и отнесенных к ним деталей) и податливостями e_{01} (приведенная податливость газов в цилиндрах двигателя) и e_{12} (приведенная податливость трансмиссии). Масса I_1 совершает движение по координате φ_1 , а масса I_2 — по координате φ_2 . Поступательно движущиеся массы состоят из подрессоренной и неподрессоренной масс автомобиля.

Подрессоренная масса совершает поступательное движение

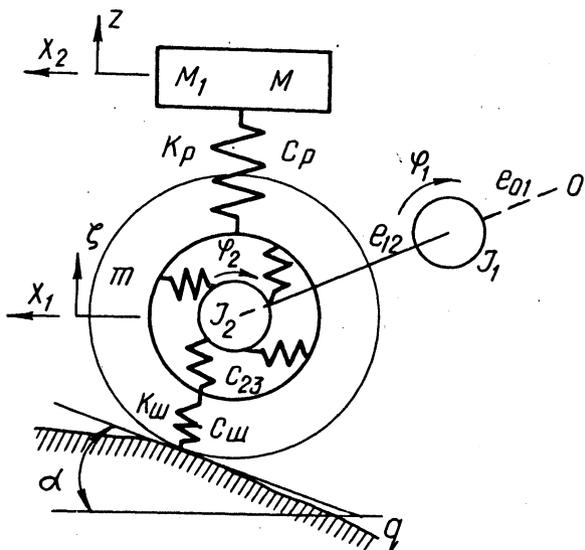


Рис. 1. Расчетная схема взаимосвязанной системы "поддресоренная и неподдресоренные массы и массы трансмиссии" автомобиля.

по координате x_2 и вертикальные колебания по координате z . При движении по координате x_2 приведенная поддресоренная масса имеет величину M_1 , равную всей поддресоренной массе автомобиля, а при вертикальных колебаниях по координате z — величину M , равную части поддресоренной массы автомобиля, совершающей независимые вертикальные колебания над задней ведущей осью. Неподдресоренная масса m совершает вертикальные перемещения по координате ξ и горизонтальные по координате x_1 . Будем считать, что кинематика подвески обеспечивает связь между поступательными и вертикальными перемещениями поддресоренной и неподдресоренной массами в виде $x_1 - x_2 = a (\xi - z)$.

Подвеска имеет упругий элемент с жесткостью $C_p = f (\xi - z)$ и условный амортизатор с коэффициентом сопротивления $K_p = f_1 (\dot{\xi} - \dot{z})$. Шина имеет радиальную жесткость $C_{ш}$ и тан-

генциальную C_{23} . Профиль неровности задан выражением $q = q(S)$, где S — путь.

Выражения приращения кинетической и потенциальной энергии и функции рассеивания для системы, изображенной на рис. 1, могут быть записаны в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{M\dot{z}^2}{2} + \frac{m\dot{\xi}^2}{2} + \frac{M_1\dot{x}_2^2}{2} + \frac{m\dot{x}_1^2}{2} + \\
 &+ \frac{i_2\dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{i_1\dot{\varphi}_1^2}{2}; \\
 \Pi &= \frac{C_{ш}\Delta_{ш}^2}{2} + \frac{C_p\Delta_p^2}{2} + \frac{C_{23}(\varphi_3 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{C_{21}(\varphi_2 - \varphi_1)^2}{2} + \\
 &+ \frac{C_{10}(\varphi_1 - \varphi_0)^2}{2}; \\
 \Phi &= \frac{K_{ш}\dot{\Delta}_{ш}^2}{2} + \frac{K_p\dot{\Delta}_p^2}{2} + \frac{K_{23}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2)^2}{2} + \\
 &+ \frac{K_{21}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2}{2} + \frac{K_{10}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0)^2}{2},
 \end{aligned}$$

где $\Delta_{ш}$ и Δ_p — радиальная деформация шины и деформация рессоры; K_{01}, K_{12}, K_{23} — приведенные коэффициенты сопротивления соответствующих участков.

Величина динамического прогиба $\Delta_{ш}$ и угол поворота условного колеса φ_3 с учетом тангенциальной податливости шины могут быть найдены из следующих соображений.

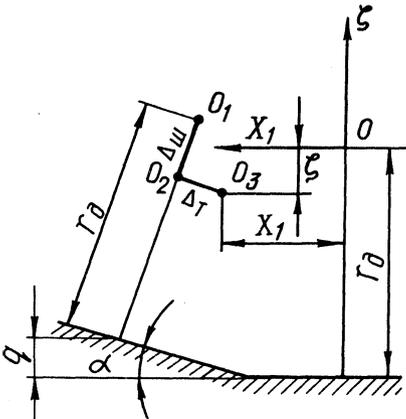


Рис. 2. Схема перемещения центра колеса при наезде на неровность.

Если бы колесо было абсолютно жестким, то при повороте на угол φ_2 (рис. 2) центр колеса из точки O переместился бы в точку O_1 . В действительности, вследствие радиальной и тангенциальной деформации шины центр колеса займет положение O_3 . Тогда из рис. 2 следует:

$$\begin{aligned} \Delta_T &= r_D (\varphi_2 - \varphi_3); \\ x_1 &= \varphi_2 r_D - (r_D - \Delta_{\text{ш}}) \sin \alpha - \Delta_T \cos \alpha; \\ \xi &= q + (r_D - \Delta_{\text{ш}}) \cos \alpha - \Delta_T \sin \alpha - r_D. \end{aligned}$$

Преобразуя записанные соотношения и отбрасывая величины второго порядка малости, получаем:

$$\begin{aligned} \varphi_3 &= \frac{x_1}{r_D} + q'_S; \\ \Delta_{\text{ш}} &= q - \xi - (r_D \varphi_2 + x_1) q'_S; \\ \Delta_p &= \xi - z, \end{aligned}$$

где q'_S — производная от профиля неровности по пути.

В качестве обобщенных координат принимаем:

$$z; \xi; x = x_1 - x_0; \varphi_{01} = \varphi_1 - \varphi_0; \varphi_{12} = \varphi_2 - \varphi_1$$

(\dot{x}_0 — постоянная поступательная скорость, равная средней скорости автомобиля).

Если выразить кинетическую, потенциальную энергию и функцию рассеивания через принятые обобщенные координаты с учетом полученных соотношений и подставить их выражения в уравнения Лагранжа, то после преобразований будем иметь следующую систему уравнений и соотношений, описывающих движения колебательной системы, изображенной на рис. 1.

$$\begin{aligned} \ddot{z} - \frac{M_1 + m}{A} P_p - \frac{a^2 M_1}{A} R - \frac{a M_1}{A} [R_1 q'_S + Rf + \\ + T] &= 0; \\ \ddot{\xi} + \frac{M(M_1 + m)}{mA} P_p - \frac{a^2 M_1 m + M_1 M + mM}{mA} R + \frac{a M_1 M_x}{mA} \\ \times [R_1 q'_S + Rf + T] &= 0; \end{aligned}$$

$$\ddot{x} + \frac{aM_1(M+m)}{mA} P - \frac{aM_1M}{mA} R + \frac{a^2M_1(m+M)}{(M_1+m)mA} x + [R_1 q'_S + R_f + T] + \frac{1}{M_1+m} [R_1 q'_S + R_f + T] = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_{12} - \frac{1}{I_2} C_{01} \varphi_{01} + \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) C_{12} \varphi_{12} - \frac{1}{I_2} r_d [R_1 q'_S + R_f + T] + \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_1}\right) K_{12} \dot{\varphi}_{12} = 0;$$

$$\ddot{\varphi}_{01} + \frac{1}{I_1} C_{01} \varphi_{01} - \frac{1}{I_1} C_{12} \varphi_{12} + \frac{1}{I_1} K_{01} \dot{\varphi}_{01} = 0;$$

$$A = a^2 M_1 M + a M_1 m + M_1 M + mM;$$

$$P_p = C_p (\xi - z) + K_p (\dot{\xi} - \dot{z});$$

$$R = C_w [q - \xi - r_d q'_S (\varphi_{01} + \varphi_{12}) + x q'_S] + K_w (\dot{q} - \dot{\xi});$$

$$T = \frac{C_{23}}{r_d} \left[\frac{x}{r_d} - (\varphi_{01} + \varphi_{12}) + q'_S \right] + \frac{K_{23}}{r_d^2} \dot{x};$$

$$R_1 = R + R_{cm},$$

где $R_{ст}$ — статическая реакция дороги.

При написании системы демпфирование учитывалось только по главным направлениям деформаций, а сопротивление качению принималось равным R_f , где f — коэффициент сопротивления качению.

Интегрирование полученных уравнений на АВМ выполняется сравнительно просто, если в качестве независимой переменной принять путь. В этом случае возмущение можно задавать в виде дискретного, периодического или случайного сигнала, не зависящего от скорости движения. Для преобразования дифференциальных уравнений, имеющих в качестве независимой переменной время, в уравнения с независимой переменной путь, интегрируемые функции необходимо умножить на

$\frac{1}{v}$, где v — текущее значение скорости движения, определяемое выражением $v = \dot{x}_0 + \dot{x}$.

Величина средней скорости \dot{x}_0 постоянная для каждого варианта решения. При составлении блок-схем необходимо учитывать масштаб пути m_S , численно равный расстоянию, которое проходит моделируемый объект за секунду машинного времени.

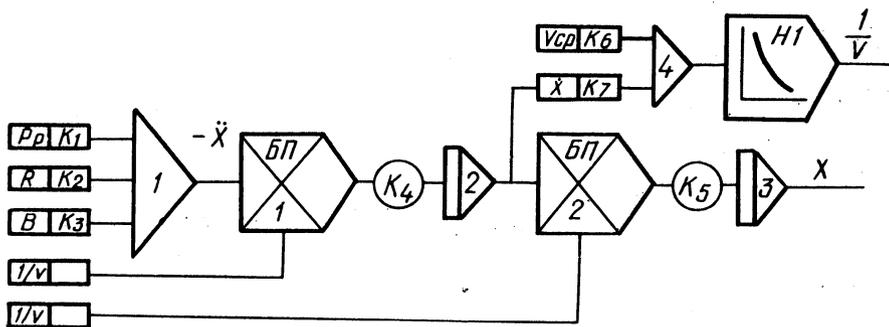


Рис. 3. Цепь формирования параметров продольного движения взаимосвязанной системы "подрессоренная и неподрессоренные массы и массы трансмиссии".

На рис. 3 показана цепь формирования параметров продольного движения системы и величины $-\frac{1}{v}$.

На графиках рис. 4, а, б, в, г в качестве примера показаны некоторые результаты расчета для случая движения автомобиля КраЗ-256Б по дороге с периодическими косинусоидальными неровностями типа

$$q = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi}{L} S \right),$$

где q_0 — амплитуда неровности; L — длина неровности.

На рис. 4, а показаны зависимости амплитуды динамической составляющей момента в трансмиссии M_{12} , вертикальных ускорений неподрессоренной массы $\ddot{\xi}$ и подрессоренной массы $\ddot{\zeta}$ от скорости движения по дороге с неровностями длиной $L = 1,5$ м и высотой $2q_0 = 3$ см, а на графиках рис. 4, б, в, г зависимости этих параметров от жесткости подвески, радиальной жесткости шин и трансмиссии при постоянной скорости движения.

Проведенные исследования показали, что колебания в трансмиссии, вызванные воздействием дорожных неровностей, лежат в низкочастотном диапазоне (до 14—20 гц). Более высокие частоты воздействия сглаживаются шинами. Наибольшие колебания упругого момента в трансмиссии наблюдаются при совпадении продолжительности воздействия неровности с пе-

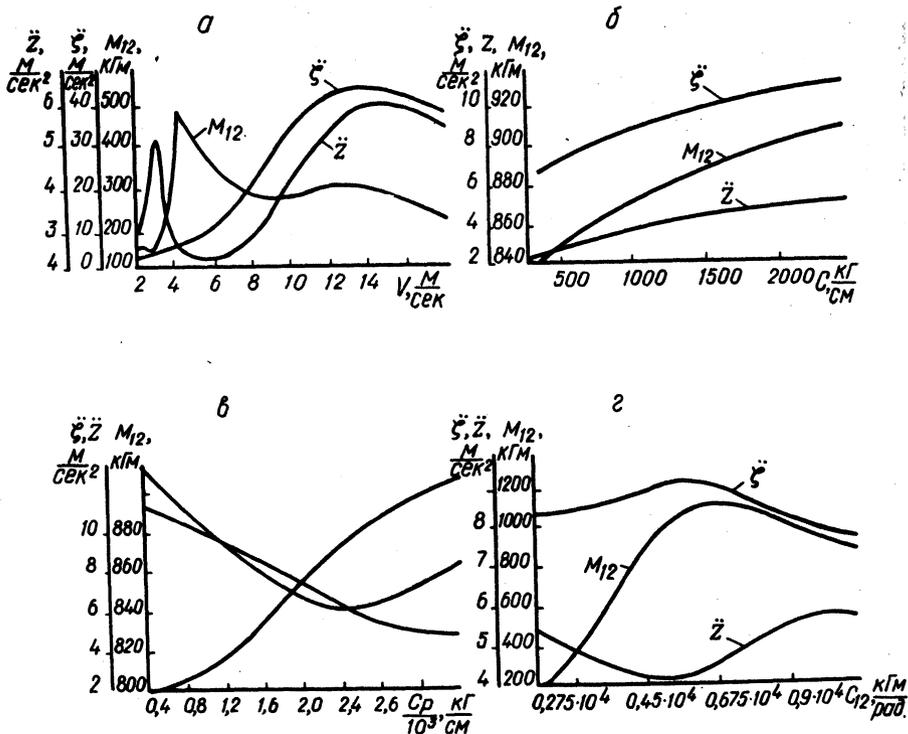


Рис. 4. Зависимости амплитуды динамической составляющей момента в трансмиссии M_{12} , вертикальных ускорений неподдрессоренной массы $\ddot{\xi}$ и поддрессоренной массы \ddot{z} от: а—скорости движения ($2q_0 = 3$ см, $L = 1,5$ м); б—радиальной жесткости шин при постоянной скорости движения ($v = 4,2$ м/сек, $2q_0 = 6$ см, $L = 1,5$ м); в—жесткости подвески ($v = 4,2$ м/сек, $2q_0 = 6$ см, $L = 1,5$ м); г—жесткости трансмиссии ($v = 4,2$ м/сек, $2q_0 = 6$ см, $L = 1,5$ м).

риодом одноузловой формы собственных колебаний масс трансмиссий. Возможно также некоторое увеличение динамического момента трансмиссии при резонансах поддрессоренных и неподдрессоренных масс.

Наибольшее влияние на величину динамических нагрузок в трансмиссии оказывает жесткость трансмиссии. Уменьшение жесткости трансмиссии приводит примерно к пропорциональному уменьшению динамической составляющей момента. При этом частоты возмущения, при которых наблюдаются наиболее

интенсивные колебания момента, сдвигаются в сторону низких частот.

Существенное влияние на величину динамического момента в трансмиссии оказывает кинематика подвески.

Характеристики упругого элемента подвески, радиальная и тангенциальная жесткость шин оказывают малое влияние на величину динамических нагрузок в трансмиссии. Однако при выборе параметров трансмиссии следует учитывать характеристики подвески и шин, проверяя, чтобы первая частота собственных колебаний трансмиссии не совпадала с частотой собственных колебаний поддрессоренных и особенно неподдрессоренных масс.

Упругие характеристики трансмиссии оказывают влияние на вертикальные и продольные колебания масс автомобиля.

Нагрузки в трансмиссии от воздействия дорожных неровностей связаны с высотой неровностей нелинейной зависимостью. Однако нелинейность проявляется только при движении по очень крупным неровностям высотой более 8—10 см.

Л и т е р а т у р а

1. Микулик Н.А. Влияние подвески агрегатов на крутильные колебания трансмиссии автомобиля. Канд. дис. Минск, 1968. 2 Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., 1972.

Л.А. Молибошко

УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ АМПЛИТУДНЫХ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Амплитудные частотные характеристики (АЧХ) получили широкое распространение при определении работоспособности трансмиссии автомобиля в связи с тем, что с их помощью можно находить энергетические спектры моментов в упругих звеньях при заданном спектре входного воздействия из известного соотношения

$$S_{\text{вых}}(\omega) = S_{\text{вх}}(\omega) |W(\omega)|^2,$$

где $|W(\omega)|^2$ — квадрат модуля АЧХ.

В общем случае для получения АЧХ находится реакция системы в виде $M_i \sin \omega t$ на входное гармоническое воздействие $M_0 \sin \omega t$.

Для этой цели с помощью прямого преобразования Лапласа (или операционного исчисления) дифференциальные уравнения движения приводятся к алгебраическим, которые впоследствии решаются на ЭЦВМ с помощью стандартных программ. Однако такой метод, несмотря на его достоинства, имеет существенные недостатки, основные из которых заключаются в сложности алгоритма решения задачи и отсутствии наглядной функциональной зависимости между параметрами системы и АЧХ.

Более экономичными являются методы, основанные на определении сначала передаточной функции, из которой после замены комплексной переменной p на $i\omega$ получается амплитудно-фазовая частотная характеристика (АФЧХ).

Уравнения движения для механических систем, эквивалентных трансмиссиям автомобилей, записанные в матричном виде, имеют вид

$$AY = F \quad (1)$$

и представляют собой систему линейных алгебраических уравнений относительно изображений обобщенных координат, где A -- основная матрица системы, Y и F -- векторы-столбцы из изображений соответственно обобщенных координат и свободных членов.

В качестве обобщенных координат могут быть приняты моменты в упругих звеньях M_x или углы поворота масс φ_k .

Для примера рассмотрим многозвенную неразветвленную систему, показанную на рис. 1. Пусть на первую массу I_1 этой системы действует произвольный внешний момент $M_0(t)$.

При исследовании трансмиссий находят применение передаточные функции между крутящими моментами в упругих звеньях, между углами поворота масс и между углами поворота

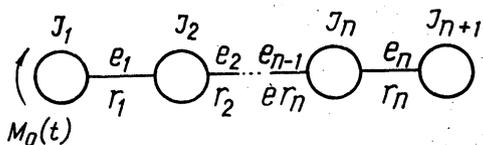


Рис. 1. Многозвенная неразветвленная система:
 I_i -- моменты инерции масс,
 e_i и r_i -- податливости и коэффициенты вязкого трения упругих звеньев.

и крутящими моментами. Все другие возможные типы передаточных функций легко получаются из указанных выше.

Для получения передаточных функций указанных типов достаточно знать изображения моментов $M_k(p)$ в упругих звеньях и углов поворота $\varphi_k(p)$ масс. Из уравнений (1) можно получить, что

$$M_k(p) = M_0(p) \frac{T_{1\dots k-1}(p)}{\prod_{i=1}^k e_i I_i} \frac{R_{k+1\dots n}(p)}{R_{1\dots n}(p)}; \quad (2)$$

$$\varphi_k(p) = M_0(p) \frac{T_{1\dots k-1}(p)}{\prod_{i=1}^{k-1} e_i \prod_{i=1}^k I_i} \frac{R_{k\dots n}^{(k)}(p)}{p^2 R_{1\dots n}(p)}; \quad (3)$$

$$T_{1\dots k-1}(p) = \prod_{i=1}^{k-1} (1 + \varepsilon_i p), \quad \varepsilon_i = e_i r_i. \quad (4)$$

Выражения R представляют собой характеристические полиномы частных систем, полученных выделением из исследуемой. Частная система состоит из некоторого числа масс, соединенных между собой упругими звеньями, номера которых указаны в нижнем индексе буквы R . Если одна или несколько масс в частной системе зашумлены, то в этом случае в верхнем индексе указываются номера зашумленных масс. Например, $R_{k\dots n}^{(k)}(p)$ представляет собой характеристический полином системы, состоящей из масс, соединенных между собой упругими звеньями $k \dots n$, с зашумленной массой I_j .

Для получения передаточных функций требуемого типа достаточно разделить изображения соответствующих обобщенных координат друг на друга. Например, передаточная функция между моментами в упругих звеньях j и k равна

$$W_{k,j}^M(p) = \frac{M_k(p)}{M_j(p)} = \frac{T_{j\dots k-1}(p)}{\prod_{i=j+1}^k e_i I_i} \frac{R_{k+1\dots n}(p)}{R_{j+1\dots n}(p)}. \quad (5)$$

Аналогичное рассмотрение других типов механических систем (разветвленных, кольцевых и др.) дает возможность сфор-

мулировать общее правило написания любой передаточной функции.

Сначала анализируется путь прохождения сигнала от входа системы до координаты, принятой за выходной сигнал. Массы, находящиеся между этими сигналами, условно считаются заземленными, а связи между ними — разорванными. Для систем, имеющих один путь прохождения сигнала, передаточная функция, равная отношению изображений двух величин, представляет собой дробь. Ее числитель равен произведению характеристических полиномов частных систем, расположенных вне пути прохождения сигнала, умноженному на слагаемые $(1 + \varepsilon_i p)$, соответствующие упругим звеньям, расположенным по пути прохождения сигнала (при отсутствии трений эти слагаемые равны единице).

Знаменатель равен произведению всех податливостей и моментов инерции, находящихся на пути прохождения сигнала, умноженному на характеристический полином системы, расположенной за входным сигналом. Если в качестве входного сигнала взят внешний момент, то в знаменателе стоит характеристический полином всей системы.

Передаточные функции третьего типа имеют в числителе дополнительно множитель p^2 .

Для замкнутых систем, имеющих два пути прохождения сигнала, искомая передаточная функция равна сумме передаточных функций, определяемых отдельно для каждого пути, так же, как для незамкнутых систем.

Это правило остается в силе и в том случае, если входной момент приложен не к первой, а к любой другой массе.

Пользуясь указанным правилом, можно составлять передаточные функции без написания и решения уравнений движения, что значительно облегчает проведение исследований и уменьшает вероятность появления ошибки.

Характеристические полиномы R , входящие в передаточную функцию, весьма просто составляются с помощью последовательного расщепления системы на отдельные части с повторением ее параметров, например масс.

Сначала система делится на две части. Характеристический полином системы равен произведению полиномов ее отдельных частей минус произведение коэффициента связи между этими частями на характеристические полиномы частей системы, получающихся в результате отбрасывания момента инерции и податливостей, входящих в этот коэффициент связи. Аналогичным

образом производится дальнейшее расщепление системы. Для рассматриваемого примера

$$R_{1\dots n}(p) = R_{1\dots g}(p) R_{g+1\dots n}(p) - \gamma_{g,g+1} R_{1\dots g-1}(p) \times R_{g+2\dots n}(p). \quad (6)$$

Расщепление системы производится до тех пор, пока в выражении не получатся характеристические полиномы только простейших систем, состоящих из двух масс, соединенных упругим звеном, которые равны

$$R_i(p) = p^2 = \varepsilon_i \lambda_i p + \lambda_i; \quad (7)$$

$$\lambda_i = \frac{\dot{I}_i + \dot{I}_{i+1}}{e_i \dot{I}_i \dot{I}_{i+1}}.$$

Коэффициенты связи определяются из выражения

$$\gamma_{i,i+1} = (1 + \varepsilon_i p)(1 + \varepsilon_{i+1} p) \gamma_{i,i+1}^0; \quad (8)$$

$$\gamma_{i,i+1}^0 = \frac{1}{e_i e_{i+1} \dot{I}_i^2 \dot{I}_{i+1}}.$$

Поскольку АФЧХ системы, получаемая из передаточной функции заменой p на $i\omega$, является комплексной функцией, то для получения модуля АЧХ необходимы громоздкие преобразования. Этого можно избежать, если пренебречь из-за их малости отдельными слагаемыми коэффициентов полиномов R . Тогда квадрат модуля АЧХ можно получить в виде

$$|W(\omega)|^2 = \mu \frac{A^2 + \omega^2(B - A)^2}{C^2 + \omega^2(D - C)^2}, \quad (9)$$

где μ, A, B, C и D — функции от $-\omega^2$.

Например, для передаточной функции (5) можно написать

$$\mu = \frac{k-1 \prod_{i=j}^k (1 + \varepsilon_i^2 \omega^2)}{\prod_{i=j+1}^k (e_i \dot{I}_i)^2}; \quad A = R_{k+1\dots n}(-\omega^2), \quad (10)$$

$$B = R_{k+1\dots n}^*(-\omega^2);$$

$$C = R_{j+1 \dots n}(-\omega^2), \quad D = R_{j+1 \dots n}^*(-\omega^2),$$

где $R_{k+1 \dots n}(-\omega^2)$ и $R_{j+1 \dots n}(-\omega^2)$ — частотные полиномы без учета трений в системе; $R_{k+1 \dots n}^*(-\omega^2)$ и $R_{j+1 \dots n}^*(-\omega^2)$ — частотные полиномы, учитывающие трение в системе.

Для простейших систем

$$R_i(-\omega)^2 = -\omega^2 + \lambda_i;$$

$$R_i^*(-\omega^2) = -\omega^2 + (1 + \varepsilon_i) \lambda_i = R_i(-\omega^2) + \varepsilon_i \lambda_i;$$

$$\gamma_{i,i+1}^* = (1 + \varepsilon_i) (1 + \varepsilon_{i+1}) \gamma_{i,i+1}^0.$$

Следует отметить, что поскольку характеристический полином системы, приравненный нулю, есть характеристическое уравнение системы, то после замены в нем p на $i\omega$ получаем уравнение частот этой системы, которое можно записать в виде цепной дроби. При определении собственных частот машинного агрегата автомобиля влиянием сил трения можно пренебречь. Тогда уравнение частот системы (рис. 1), записанное в виде цепной дроби, примет вид

$$R_{1 \dots n}(-\omega^2) = R_1(-\omega^2) - \frac{\gamma_{1,2}^0}{R_2(-\omega^2) - \frac{\gamma_{2,3}^0}{R_3(-\omega^2) - \frac{\gamma_{n-1,n}^0}{R_n(-\omega^2)}}} = 0. \quad (11)$$

Алгоритм нахождения модуля АЧХ предлагаемым методом получается достаточно простым, и с помощью даже небольших ЭЦВМ можно проводить выбор параметров трансмиссии, обеспечивающих получение наиболее благоприятного спектра нагрузок на ее деталях при движении автомобиля в различных дорожных условиях.

Б.Е. Митин

К ВОПРОСУ ДИССИПАЦИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ГИДРОТРАНСФОРМАТОРАХ

Передача энергии в гидротрансформаторах (ГТ) происходит с помощью сил инерции, возникающих при движении рабочей

жидкости в круге циркуляции [1]. Работа внутренних сил вязкого трения, возникающая в потоке жидкости, вызывает превращение части передаваемой механической энергии в тепло, которое затем рассеивается в окружающую среду через наружные поверхности ГТ и теплообменник гидравлической системы. Этот необратимый процесс носит название диссипации, а рассеянная энергия — диссипированной [2].

В общем виде диссипированная энергия $\sum N_{\text{дис}}$ может быть представлена в виде разности входной N_I и выходной N_{II} мощностей

$$\sum N_{\text{дис}} = N_I - N_{II}. \quad (1)$$

Для определения $\sum N_{\text{дис}}$ необходимо суммировать мощности, потерянные в ГТ,

$$\sum N_{\text{дис}} = \sum N_{\Gamma} + \sum N_{\Theta} + N_{\vartheta}, \quad (1, a)$$

где $\sum N_{\Gamma}$ — суммарная мощность, затрачиваемая на гидравлические потери; $\sum N_{\Theta}$ — суммарная мощность, затрачиваемая на дисковые потери; N_{ϑ} — мощность, затрачиваемая на вентиляцию картера ГТ.

Объемные потери $\sum N_{\text{об}}$ в ГТ не превышают 1% [3]. По этой причине их учитывать отдельно не имеет смысла. Объемные потери целесообразно отнести к $\sum N_{\Gamma}$.

Механические потери $\sum N_M$ в ГТ также невелики. Поэтому суммарную мощность $\sum N_M$ разделим на две части, из которых одну часть приобщим к дисковым потерям $\sum N_{\Theta}$, а другую часть — к вентиляционным потерям N_{ϑ} .

Затрату мощности на привод насоса подпитки ГТ обычно учитывают при определении общего к.п.д. гидромеханической передачи.

Механическая энергия, идущая в ГТ на преодоление различных видов сопротивлений, в конечном итоге переходит в тепло и затем рассеивается. Следовательно, эта энергия является диссипированной.

Для удобства исследования выразим суммарную мощность $\sum N_{\Gamma}$ через напоры в круге циркуляций ГТ

$$\Sigma N_{\Gamma} = \gamma Q \Sigma H_{\Gamma}, \quad (2)$$

где γ -- удельный вес рабочей жидкости; Q -- объемный расход жидкости в круге циркуляции ГТ; H_{Γ} -- суммарный напор, теряемый в круге циркуляции ГТ на преодоление гидравлических сопротивлений.

Величина ΣH_{Γ} в общем виде складывается из четырех видов гидравлических потерь напора

$$\Sigma H_{\Gamma} = \Sigma H_{\text{тр}} + \Sigma H_{\text{у}} + \Sigma H_{\text{диф}} + \Sigma H_{\text{пов}}, \quad (3)$$

где $\Sigma H_{\text{тр}}$ -- суммарные потери напора на вязкое трение в лопастных системах ГТ; $\Sigma H_{\text{у}}$ -- суммарные потери на удар при входе жидкости в рабочие колеса ГТ; $\Sigma H_{\text{диф}}$ -- суммарные диффузорные потери напора в круге циркуляции ГТ; $\Sigma H_{\text{пов}}$ -- суммарные потери напора на поворот потока жидкости в круге циркуляции ГТ.

В комплексных ГТ, благодаря малой разности площадей живых сечений вдоль проекций на меридиональные плоскости средних линий тока и плавным очертаниям круга циркуляции, величины суммарных потерь $\Sigma H_{\text{диф}}$ и $\Sigma H_{\text{пов}}$ малы. Поэтому указанные потери можно отдельно не учитывать, а приобщить их к основным видам гидравлических потерь $\Sigma H_{\text{тр}}$ и $\Sigma H_{\text{у}}$. Тогда для комплексных ГТ уравнение (3) приобретет упрощенный вид

$$\Sigma H_{\Gamma} = \Sigma H_{\text{тр}} + \Sigma H_{\text{у}}. \quad (3, a)$$

В большинстве существующих методик расчета характеристик ГТ для определения потерь напора на трение $H_{\text{тр}}$ в лопастных системах колес используются различные варианты уравнения Дарси--Вейсбаха [4, 5 и 3]. Например,

$$H_{\text{тр}} = - \lambda \frac{1}{\text{тр} d_{\Gamma}} \frac{w_{\text{ср}}^2}{2g}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — условный коэффициент трения; l — длина канала по средней линии тока; $d_{\text{г}}$ — гидравлический диаметр канала; $w_{\text{ср}}^2$ — средняя квадратичная относительная скорость жидкости вдоль средней линии тока.

Коэффициент $\lambda_{\text{тр}}$ во многих методиках [4 и 5] принимается постоянным. Его величина определяется либо по статистическим данным, либо по уравнениям, заимствованным из расчета сопротивления круглых труб. В методике НАМИ [3] рекомендуется величину коэффициента $\lambda_{\text{тр}}$ определять по специальным графикам.

Для расчета параметров рабочего процесса ГТ предлагается комбинированная методика. Последняя разработана на основе анализа результатов математической обработки экспериментальных характеристик одноступенчатых ГТ исходя из закона сохранения энергии, закона переноса, теории поля и принципа независимости действия сил. Комбинация указанных законов, положенных в основу рассматриваемой методики, и определила ее название.

В комбинированной методике для определения потерь напора $H_{\text{тр}}$ на трение также применяется формула Дарси—Вейсбаха. Однако в эту формулу величина коэффициента $\lambda_{\text{тр}}$ подставляется переменной, зависимой от коэффициента нагрузки $K_{\text{н}}$. Данная зависимость выражается отношением

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр min}}}{k_{\text{н}}} \quad (5)$$

Для комплексных ГТ с кругом циркуляции типа НАМИ рекомендуется принимать $\lambda_{\text{тр min}} = 0,07$.

Коэффициент $k_{\text{н}}$ характеризует изменение нагрузки, создаваемой ГТ в зависимости от передаточного отношения $i_{\text{тн}}$. Он выражает собой отношение значения коэффициента входного момента λ_{I} к его максимальной величине $\lambda_{\text{I max}}$

$$k_{\text{н}} = \frac{\lambda_{\text{I}}}{\lambda_{\text{I max}}} \quad (6)$$

Для определения величины k_H используется упрощенная методика [6], которая позволяет вывести следующее уравнение:

$$k_H = 4V_1 \varepsilon_H (1 - V_1 \varepsilon_H). \quad (7)$$

Численная величина коэффициента V_1 для четырехколесного комплексного гидротрансформатора определяется из уравнения

$$V_1 = \frac{\bar{l}_M}{2\pi} \left(\frac{r_{2P2}}{r_{H2}} \operatorname{ctg} \beta_{2P2} - \operatorname{ctg} \beta_{H2} \right), \quad (8)$$

где $\bar{l}_M = \frac{l_M}{r_{H2}}$ — относительная длина проекции средней

линии (l_M) канала насоса на меридиональную плоскость; r — средний радиус рабочего колеса; β — угол наклона лопатки.

Индексы геометрических параметров трансформаторов обозначают: Н — насос; Т — турбина; 1Р — первый реактор; 2Р — второй реактор; 1 — вход в колесо; 2 — выход из колеса.

Степень использования рабочего объема насоса [7]

$$\varepsilon_H = c \chi (e^{-\bar{\beta} - \bar{\varphi} - \bar{r}_{CP}}) (2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi}_{i_{TH}} - \bar{r}_{CP} i_{TH}^2), \quad (9)$$

где c — коэффициент, характеризующий отклонение действительной эпюры меридиональных скоростей от равноростной эпюры; χ — коэффициент, характеризующий отклонение лопаток насоса от радиального направления; $e = 2,718$ — основание натуральных логарифмов; $\bar{\beta}$ — относительная кривизна лопаток колес; $\bar{\varphi}$ — коэффициент, характеризующий форму круга циркуляции; \bar{r}_{CP} — соотношение средних арифметических радиусов турбины и насоса.

Для расчета ударных потерь в комбинированной методике используются две формулы, применимость которых зависит от величины относительной окружной скорости соседних колес. Так, например, для неподвижных или медленно вращающихся колес ($0 \leq \Delta U_i \leq \Delta C_i$)^{*} используется формула Борда—Карно с

^{*} Медленно вращающимися считаются такие колеса, у которых разность окружных скоростей ΔU_i в смежных сечениях

не превышает разности окружных составляющих абсолютных скоростей ΔC_i . В остальных случаях считается, что колеса являются быстро вращающимися.

переменным коэффициентом ударных потерь ξ

$$H_{y_i} = -\xi \frac{\Delta C_i^2}{2g}, \quad (10)$$

где $\Delta U_i = U_{i-1} - U_{(i-1)2}$ — разность между окружными скоростями в смежных сечениях соседних колес; $\Delta C_i = C_{u_i} - C_{u_{(i-1)2}}$ — разность между окружными составляющими абсолютных скоростей в смежных сечениях соседних колес; i — индекс исследуемого колеса.

В комбинированной методике величину коэффициента ξ рекомендуется рассчитывать по уравнению

$$\xi = \xi_0 - (\xi_0 - 2\xi) \left| \frac{\Delta U_i}{\Delta C_i} \right|, \quad (11)$$

где ξ — коэффициент диссипации энергии.

Для комплексных гидротрансформаторов типа НАМИ следует принимать $\xi_0 = 0,5$.

В случае быстровращающихся колес ($\Delta U > \Delta C$) ударные потери напора определяются по уравнению, полученному автором в результате преобразования формулы Эйлера для турбомашин:

$$H_{y_i} = -\xi \left| \frac{\Delta U_i \Delta C_i}{g} \right|. \quad (12)$$

Коэффициент диссипации энергии ξ , передаваемой между соседними колесами ГТ при помощи ударных сил, определяется из отношения

$$\xi = \frac{\xi_{\min}}{k_H}. \quad (13)$$

Для комплексных ГТ типа НАМИ $\xi_{\min} = 0,185$.

В случае быстровращающихся колес формула Борда—Карно непригодна, так как она была выведена для расчета ударных потерь при внезапном расширении потока в неподвижных каналах, где отсутствует подвод механической энергии извне [8]. В ГТ подобные условия создаются только на стоповом режиме при течении жидкости в зазоре турбина—реактор, а также

между неподвижными реакторами. Во всех остальных случаях ударные потери сопровождаются подводом или отводом механической энергии через вращающиеся колеса. Расчет ударных потерь в таких случаях, т.е. для быстровращающихся колес, производится по специальному уравнению, полученному в результате преобразования формулы Эйлера для турбомашин. Коэффициент диссипации ξ , введенный в данное уравнение, учитывает долю рассеивания механической энергии, передаваемой между колесами с помощью ударных сил. Его величина также является переменной.

Коэффициенты $\lambda_{тр}$, ξ и ζ , характеризующие относительные величины гидравлических потерь напора, зависят от многих конструктивных и эксплуатационных факторов. Учесть влияние каждого фактора в отдельности не представляется возможным. По этой причине их влияние учтено комплексно при помощи переменного коэффициента нагрузки k_H , создаваемой гидротрансформатором.

Функциональная зависимость между коэффициентом потерь и коэффициентом нагрузки гиперболическая. Последняя означает, что чем меньше передаваемая энергия, тем больше относительные потери. Правильность такой зависимости подтверждается хорошей сходимостью расчетных величин с экспериментальными.

В целом ряде методик, используемых в настоящее время, при расчете ударных потерь энергии на всех рабочих режимах применяется формула Борда—Карно как с постоянным ($\xi = 1$), так и с переменным значением коэффициента ξ [4, 5 и 3]. Такой подход к определению одного из основных видов гидравлических потерь энергии приводит к необходимости искусственно вводить корректировку при расчете характеристик гидротрансформаторов за счет отклонения потока жидкости на выходе из лопастных систем колес. Это сделало методики очень громоздкими, а результаты расчетов неоднозначными.

Анализ результатов расчетов характеристик комплексных гидротрансформаторов, выполненных по комбинированной методике, показывает, что отклонения вектора относительной скорости потока после его выхода из рабочих колес отдельно учитывать не следует. Данное обстоятельство можно объяснить тем, что взаимодействие потока с лопастной системой происходит при непосредственном контакте, т.е. до тех пор, пока частицы рабочей жидкости проходят канал. В этом случае поток принимает форму канала и, следовательно, отклонения его от гео-

метрии лопастной системы быть не может. Дополнительные потери напора, вызванные вихреобразованием после выхода потока из лопастной системы, учитываются при входе в следующее колесо с помощью формулы (12), включающей коэффициент диссипации энергии ξ .

Таким образом, при определении гидравлических потерь напора можно отдельно не учитывать отклонения вектора относительной скорости после выхода потока из рабочих колес. Это не только повышает точность результатов расчета, но и в значительной степени упрощает методику.

Л и т е р а т у р а

1. Митин Б.Е. Методика расчета тяговой динамики автомобиля с гидромеханической передачей. Минск, 1971.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., 1970.
3. Мазалов Н.Д., Трусов С.М. Гидромеханические коробки передач. "Машиностроение". М., 1971.
4. Губицкий А.А., Митин Б.Е., Стаскевич В.М., Рыжавский Б.О. Анализ методик расчета характеристик гидродинамических трансформаторов. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов. Минск, 1971.
5. Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи. Л., 1971.
6. Митин Б.Е. Аналитическая методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. Мат-лы межвуз. науч. конф. по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов. Ч. II. Минск, 1971.
7. Митин Б.Е. Упрощенная методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование трансмиссий автомобилей и тракторов. Минск, 1971.
8. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Л., 1969.

А.А. Губицкий

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕТВИ НА К.П.Д. ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Условия работы гидробъемной ветви в составе двухпоточной гидромеханической передачи характеризуются широким из-

менением величин нагрузочных параметров. С другой стороны, потери энергии в гидropередаче, являющиеся основным источником потерь всей гидромеханической трансмиссии, резко увеличиваются с отклонением нагрузочных параметров от оптимальных значений, соответствующих режиму работы с минимальными потерями.

При проектировании гидромеханических передач приходится выбирать параметры, определяющие загрузженность объемной гидравлической ветви из условия обеспечения определенных показателей, например по долговечности, по экономичности и т.д. С этой целью в настоящей работе приведено расчетное исследование влияния параметров гидрообъемной передачи на потери энергии двухпоточной гидромеханической передачи.

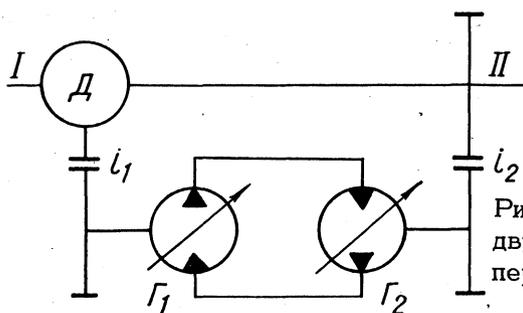


Рис. 1. Принципиальная схема двухпоточной гидрообъемной передачи.

Принципиальная схема двухпоточной гидромеханической передачи приведена на рис. 1. Здесь D — планетарный механизм, Γ_1 и Γ_2 — гидромашины гидрообъемной передачи, i_1 и i_2 — согласующие передачи гидромашин, I и II — входной и выходной валы соответственно. Принимая за входной один или второй вал, получим соответственно двухпоточные гидромеханические передачи с дифференциалом на входе или на выходе, отличающиеся между собой характером протекания рабочего процесса [1].

Определение нагрузочных параметров отдельных элементов таких передач без учета потерь энергии не представляет затруднений [1, 2], однако такой метод не отражает реальной сущности протекания рабочего процесса и приводит к существенным погрешностям.

Основными источниками потерь в двухпоточной гидромеханической передаче являются потери в планетарном механизме

и потери в гидрообъемной передаче, включая потери в согласующих передачах гидромашин. Величина и характер изменения этих потерь не только зависят от нагрузочных параметров звеньев гидромеханической передачи, но и влияют на распределение силовых потоков.

Потери в планетарном механизме оцениваются коэффициентами потерь [2] в зубчатых зацеплениях (с учетом потерь в подшипниках), составляющих планетарный механизм, и зависят от величины мощности, передающейся в относительном и переносном движении. Эти потери можно определить по методу Крейнса [2].

Изучению потерь в гидрообъемных передачах посвящено много работ, тем не менее практические расчеты затруднены отсутствием конкретных рекомендаций по величине коэффициентов потерь и характеру их изменения.

При рассмотрении установившихся или медленно меняющихся процессов принято считать, что в гидрообъемной передаче имеют место потери мощности на утечки рабочей жидкости N_y , гидродинамические потери N_r , потери на вязкое трение N_θ и потери на кулоново трение N_f [3].

Для статического режима работы гидронасоса его к.п.д. определяется выражением

$$\eta_H = \frac{N_i - N_y}{N_i + N_f + N_\theta + N_r} = \frac{1 - z}{1 + c + bn + an^2} = \frac{1 - z}{1 + y}, \quad (1)$$

где N_i — индикаторная мощность; y — приведенный коэффициент механических потерь $y = an^2 + bn + c$; z — приведенный коэффициент потерь на утечки рабочей жидкости, причем, объемный к.п.д. насоса

$$\eta_{o.H} = 1 - z \quad (2)$$

и механический

$$\eta_{M.H} = \frac{1}{1 + y} \quad (3)$$

Соответствующие величины для гидродвигателя определяются по уравнениям:

$$\eta_M = \frac{N_i - N_f - N_b - N_r}{N_i + N_y} = \frac{1 - c - bn - an^2}{1 + z} = \frac{1 - y}{1 + z}; \quad (4)$$

$$\eta_{0.м} = \frac{1}{1+z}; \quad (5)$$

$$\eta_{м.м} = 1 - y. \quad (6)$$

Значение и характер изменения коэффициентов потерь (а, b, c и z) зависят от конструктивных особенностей гидромашин, от характеристики рабочих жидкостей и, кроме того, изменяются в больших пределах с изменением нагрузочных параметров гидромашин (p, n, e и др.).

Исследование потерь энергии (по универсальным характеристикам) одного из вариантов исполнения аксиально-поршневых гидромашин с двойным несилковым карданом, спроектированных для использования в качестве полнопоточной гидрообъемной передачи в трансмиссии тяговой машины, позволило определить значения коэффициентов потерь.

Коэффициенты механических потерь для гидромашин, работающей в режиме насоса, можно определить по эмпирическим зависимостям:

$$a = (0,05 - 0,00025p)e; \quad (7)$$

$$b = 0,08(0,8 - e)^2 + 0,15(1 - e)(1,2 - 0,01p)^2; \quad (8)$$

$$c = [1 + 20(0,8 - e)^2]: p. \quad (9)$$

Коэффициенты механических потерь для гидромашин, работающей в режиме гидромоторов, определяются по уравнениям

$$a = (0,07 - 0,00025p)e; \quad (10)$$

$$b = 0,01 + 0,02(0,9 - 0,01p)^2; \quad (11)$$

$$c = 4(2 - e): p. \quad (12)$$

В этом случае приведенный коэффициент механических потерь определяется по формуле

$$y = a(n \cdot 10^{-3})^2 + bn \cdot 10^{-3} + c. \quad (13)$$

Коэффициенты потерь на утечки рабочей жидкости можно определить для обоих режимов работы по формуле

$$z = (0,000164p + \frac{0,0065}{n \cdot 10^{-3}}) \frac{1}{e}. \quad (14)$$

Приведенные уравнения и значения коэффициентов справедливы для рассматриваемого варианта аксиально-поршневой гидромашины, характеризующейся следующими параметрами рабочего режима: объемная постоянная $q = 0,25$ л/об; рабочий перепад давлений $p = 20\text{--}150$ кг/см²; параметр регулирования $e = 0,1\text{--}1,0$; число оборотов $n = 0\text{--}2600$ об/мин; рабочая жидкость — масло $D_{II} = 11$.

Таким образом, для определения потерь в гидропередаче необходимо знать параметры нагрузочного режима; угловые скорости гидромашин n об/мин, параметр регулирования e и давление в гидросистеме p кг/см².

Угловые скорости гидромашин, однозначно зависящие от передаточного отношения всей передачи, определяются сравнительно просто [2].

Параметр регулирования e и давление в гидросистеме p , как величины, зависящие от потерь в передаче, можно определить, решив систему уравнений, состоящую из уравнений связи планетарного механизма [2] и уравнений (7—14) потерь в гидропередаче. Однако такой способ приводит к сложным конечным уравнениям.

Здесь применен способ последовательных приближений. Разрешающие уравнения имеют вид:

$$p = M : 1,59 q e (1 + y);$$

где M — расчетный момент на валу гидронасоса, кгм: $e = f \times (i_{г}, \eta_{ог})$.

Перед расчетом задаются величины $y = 0$ и $\eta_{ог} = 1$ (теоретический случай, соответствующий отсутствию потерь) и подсчитываются все параметры (в том числе p и e) рабочего процесса. По этим параметрам в первом приближении с помощью уравнений (2, 5, 7—14) подсчитываются y и $\eta_{ог}$ и уточняются значения p и e . По уточненным значениям p и e во втором приближении снова подсчитываются y и $\eta_{ог}$.

Этот процесс повторяется до тех пор, пока разница между последующими значениями расчетного параметра, например p , не уменьшится до величины, определяющей точность расчетов (например $0,5 \text{ кг/см}^2$). Этот прием существенно упрощает алгоритм решения задачи и позволяет добиться требуемой точности расчетов.

На основе приведенных положений была составлена программа расчета параметров рабочего процесса двухпоточной гидрообъемной передачи на ЭЦВМ "Минск-22".

Передача характеризуется следующими параметрами:

- 1) мощность — $N_e = 80 \text{ л.с.};$
- 2) момент на входе — $M_e = 26 \text{ кгМ};$
- 3) обороты входного вала — $n_e = 2200 \text{ об/мин};$
- 4) сцепной вес — $G_{\text{сц}} = 2120 \text{ кг}.$

Рассчитывались различные варианты схем, отличающиеся отдельными параметрами. Главным параметром сравнения являются величина полного к.п.д. гидропередачи и давление в гидросистеме.

На рис. 2 приведены графики изменения к.п.д. трех вариантов схем с дифференциалом на входе, отличающихся величиной r (передаточное отношение, при котором гидравлическая ветвь передачи заторможена).

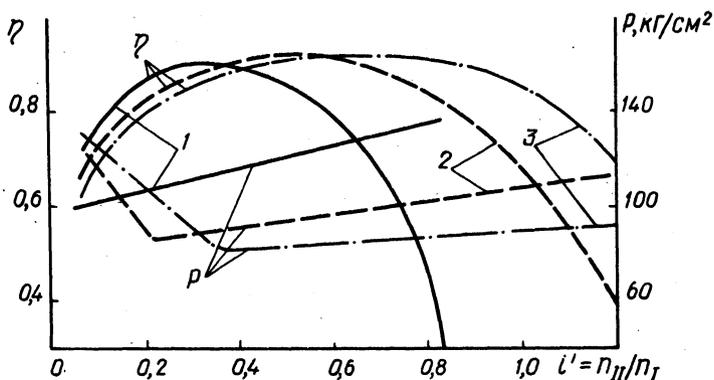


Рис. 2. Влияние параметра r на характеристики двухпоточной гидрообъемной передачи с дифференциалом на входе:

1— $r = 0,35;$ 2— $r = 0,55;$ 3— $r = 0,75.$

Приведенные на рис. 2 данные свидетельствуют о большом влиянии параметра γ на к.п.д. гидropередачи. Максимальное значение к.п.д. незначительно растет с увеличением параметра γ . Зона максимальных к.п.д. соответствует передаточному отношению, равному γ . Более быстрый рост кривой к.п.д. происходит в схемах с меньшим значением γ , однако диапазон передаточных отношений с высоким к.п.д. резко возрастает с ростом параметра γ за счет повышения к.п.д. при передаточных отношениях, близких к 1.

Давление в гидросистеме также существенно зависит от γ . В основной зоне передаточных отношений ($0,3 < i' < 1,0$) давление уменьшается с ростом γ . В зоне малых i' , где нагрузка трансмиссии определяется сцепными свойствами, наблюдается обратная тенденция — резкий рост давления с увеличением γ .

На основании данных рис. 2 можно сделать вывод о том, что в качестве трансмиссии транспортно-тяговой машины, работающей в зоне $i' > 0,5$, целесообразно выбирать схемы с возможно большей величиной параметра γ . Поведение такой трансмиссии в зоне малых i' незначительно отличается от полнопоточной схемы. Схемы с малыми значениями γ целесообразны для транспортных и тяговых машин, работающих только на малых "ползучих" скоростях. В этом случае обес-

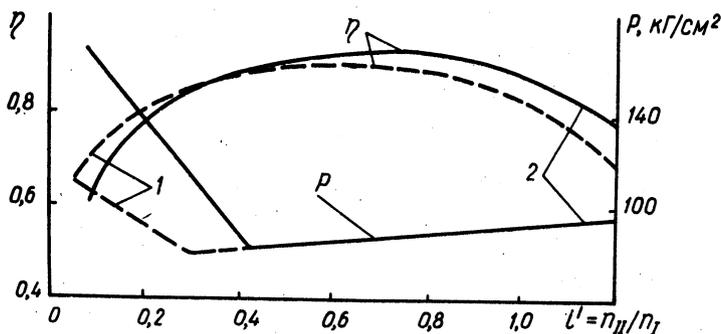


Рис. 3. Влияние скоростного режима гидромашин Γ_2 на характеристики двухпоточной гидрообъемной передачи с дифференциалом на входе:

1 — $n_{\Gamma_2 \max} = 2600$ об/мин, 2 — $n_{\Gamma \max} = 20000$ об/мин.

печение передаточных отношений $i' > 0,6$ практически невозможно, т.е. резко уменьшается диапазон регулирования.

На рис. 3 представлены кривые к.п.д. двух схем ($r = 0,75$), отличающихся величиной передаточного отношения согласующей передачи гидромашины, связанной с выходным валом. Уменьшение этого передаточного отношения от $i_2 = 1,2$ до $i_2 = 0,8$, т.е. уменьшение максимальной скорости гидромашины Γ_2 с 2600 об/мин до 2000 об/мин приводит к снижению к.п.д. в зоне малых скоростей и увеличивает эти показатели при $i' > 0,4$ с одновременным увеличением максимального значения к.п.д. Уменьшение i_2 существенно снижает давление в гидропередаче в зоне малых скоростей.

Увеличение максимальной скорости гидромашины, связанной с промежуточным звеном планетарного механизма с 2000 об/мин до 2400 об/мин приводит к возрастанию к.п.д. в сравнительно узкой зоне и снижает давление в гидропередаче в основной зоне передаточных отношений.

Расчеты вариантов гидрообъемных передач, выполненных по схеме с дифференциалом на выходе, представлены на рис. 4. Влияние параметра r на к.п.д. аналогично схемам с дифференциалом на входе, с той лишь разницей, что значения к.п.д. при

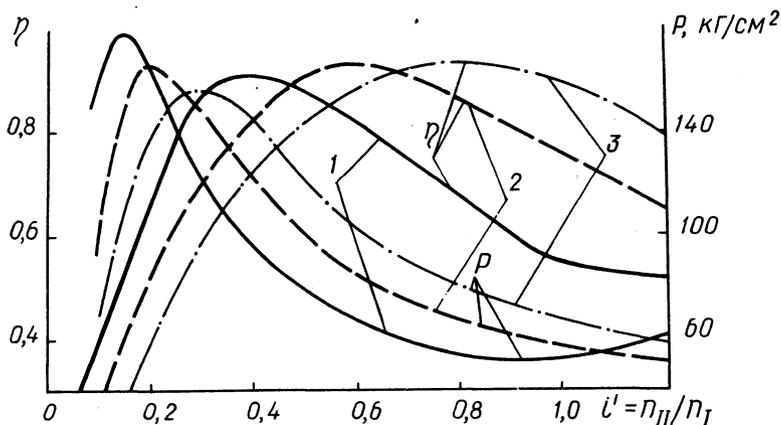


Рис.4. Влияние параметра r на характеристики двухпоточной гидрообъемной передачи с дифференциалом на выходе:

1-- $r = 0,35$; 2-- $r = 0,55$; 3-- $r = 0,75$.

$i' < r$ резко уменьшаются, а при $i' > r$ несколько превышают соответствующие значения для схем с дифференциалом на входе. Увеличение скорости гидромашины, связанной с входным валом передачи, несколько снижает к.п.д. передачи во всем диапазоне, а изменение скорости гидромашины, связанной с промежуточным звеном планетарного механизма, незначительно сказывается на изменении к.п.д. всей передачи.

На основании приведенных расчетов можно сделать следующие выводы.

1. В качестве трансмиссии транспортно-тяговых машин наиболее пригодны схемы с дифференциалом на входе, как обеспечивающие более благоприятные характеристики рабочего процесса при разгоне машины (более высокие значения к.п.д. и низкие давления при малых передаточных отношениях до $i' = 0,3$).

Схемы с дифференциалом на выходе можно использовать только в сочетании с устройствами, улучшающими их характеристики при $i' < 0,3$.

2. Для транспортных и тяговых машин, работающих в диапазоне передаточных отношений от $i' = 0,1$ до $i' = 1,0$ и выше, целесообразно применять схемы с большими значениями параметра r ($r = 0,5--0,7$).

Л и т е р а т у р а

1. Крымский А.Н. Разгон и объемные постоянные гидромеханических передач с внешним разделением потока мощности. — "Труды НАТИ". М., 1964, вып. 177. 2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М., 1966. 3. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., 1969.

О.С. Руктешель

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ МНОГОДИСКОВОГО ГИДРОПОДЖИМНОГО ФРИКЦИОНА

Динамические нагрузки, возникающие при трогании с места и переключении передач в трансмиссиях автомобилей и тракто-

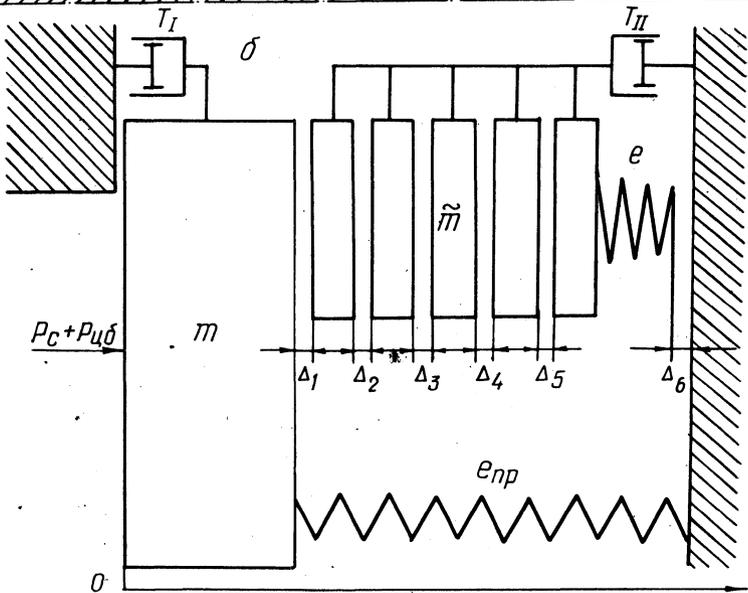
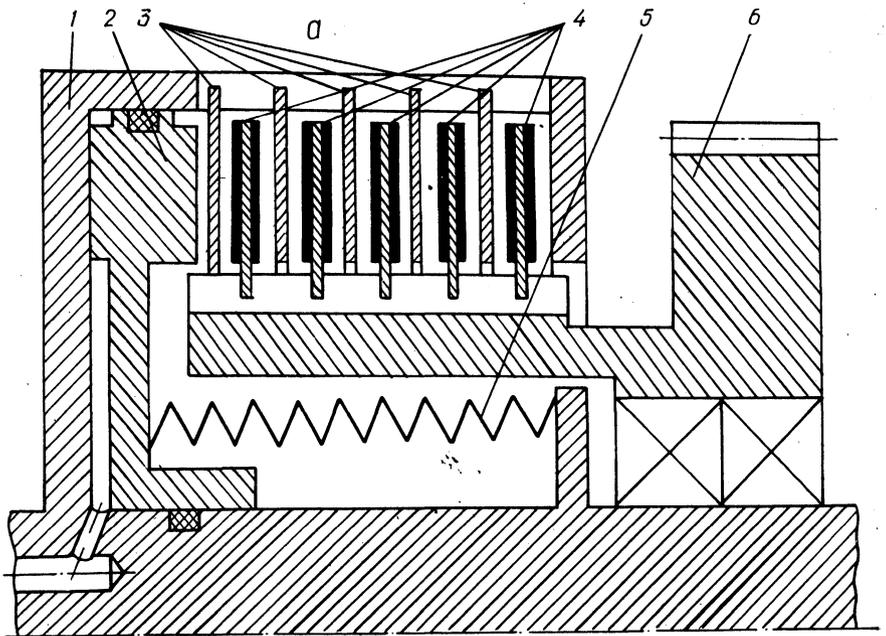


Рис. 1. Схема многодискового фрикциона (а) и его расчетная динамическая система (б):

$\Delta = \sum_{i=1}^6 \Delta_i$; 1— барабан; 2—поршень; 3—ведущие диски; 4— ведомые диски; 5—отжимная пружина; 6—ведомая шестерня.

ров, оборудованных коробками передач с гидроподжимными фрикционами, зависят от процессов, протекающих во фрикционах. Эти процессы, в свою очередь, определяются конструкцией и параметрами фрикционов и гидропривода.

На рис. 1 схематически изображен многодисковый фрикцион (а) и его расчетная динамическая система (б).

При включении фрикциона масло по команде водителя направляется из распределителя в бустер фрикциона под поршень 2. Под действием статического давления масла P_c , создаваемого масляным насосом, и усилия $P_{цб}$, возникающего от действия центробежных сил вращающейся жидкости, поршень передвигается, выбирая зазоры между дисками, Δ и преодолевая силу сопротивления $P_{пр}$ отжимной пружины 5 и силу трения T_T поршня о стенки бустера фрикциона. После выбора зазора, при сжатии дисков, на последние действуют силы трения в шлицевых соединениях дисков с барабаном 1 и шестерней 6. Преодолевая сопротивление вышеперечисленных отрицательных сил, поршень под действием сил P_c и $P_{цб}$ блокирует ведущие 3 и ведомые 4 диски фрикциона, выравнивая в общем случае угловые скорости масс ведущей и ведомой систем.

При выключении фрикциона по команде водителя прекращается подача масла в бустер фрикциона и последний соединяется со сливом. В рассматриваемой системе гидропривода удаление масла из-под поршня производится по тем же каналам, по которым оно подается на включение фрикциона, путем соединения системы подвода со сливом. При этом после снятия статического давления поршень под действием силы отжимной пружины начинает двигаться в свое первоначальное положение, преодолевая усилие $P_{цб}$, возникающее от центробежных сил вращающейся жидкости, и силу сопротивления передвижению поршня T_1 .

Определим силы, действующие на элементы многодискового фрикциона на переходных режимах его работы.

1. Основываясь на выкладках, приведенных в работах [1, 2], определим силы трения в шлицевых соединениях дисков с барабаном 1 и шестерней 2 (рис. 2). Эти силы, прогрессивно уменьшая величину нормального давления на диски по мере

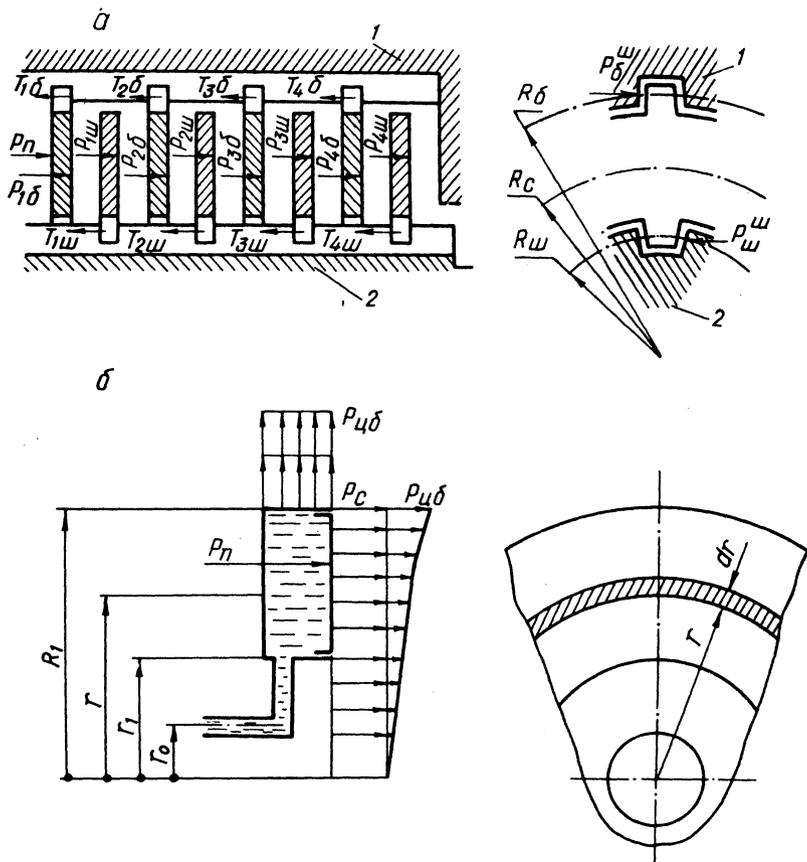


Рис. 2. Схема для определения сил трения в шлицевых соединениях дисков (а) и усилия на поршень вращающегося гидравлического цилиндра (б).

их удаления от нажимного диска, снижают действительный момент трения по сравнению с теоретическим на 20—25%.

Сила трения в шлицевом соединении первого диска с барабаном

$$T_{1\delta} = \mu_{\delta} P_{1\omega}^{\omega} = \mu_{\delta} \frac{M_{1\delta}}{R_{\delta}}, \quad (1)$$

где μ_{δ} — коэффициент трения в шлицевом соединении фрик-

сионных дисков с барабаном; $P_{1\delta}^{\text{ш}}$ — сила, действующая в поперечной плоскости в шлицевом соединении барабана с дисками; R_{δ} — средний радиус в шлицевом соединении дисков с барабаном.

Крутящий момент, передаваемый первым диском, связанным с барабаном

$$M_{1\delta} = \mu_{\phi} P_{1\delta} R_c, \quad (2)$$

$$\text{где } R_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_n^3 - R_{\theta}^3}{R_n^2 - R_{\theta}^2};$$

μ_{ϕ} — коэффициент трения между дисками фрикциона; R_c , R_n и R_{θ} — средний, наружный и внутренний расчетные радиусы дисков. Нормальная сила, действующая на первую рабочую поверхность трения

$$R_{1\delta} = P_n - T_{1\delta}, \quad (3)$$

где P_n — сила, приложенная к первому (нажимному) диску, связанному с барабаном со стороны поршня.

Таким образом, принимая во внимание выражения (1,2) и (3), получим

$$T_{1\delta} = \mu_{\delta} \mu_{\phi} (P_n - T_{1\delta}) \frac{R_c}{R_{\delta}},$$

откуда

$$T_{1\delta} = \frac{\mu_{\delta} \mu_{\phi} R_c / R_{\delta}}{1 + \mu_{\delta} \mu_{\phi} R_c / R_{\delta}} \cdot P_n,$$

$$\text{или } T_{1\delta} = a P_n, \quad (4)$$

где для сокращения введено обозначение

$$a = \frac{\mu_{\delta} \mu_{\phi} \frac{R_c}{R_{\delta}}}{1 + \mu_{\delta} \mu_{\phi} \frac{R_c}{R_{\delta}}}. \quad (5)$$

Сила трения в соединении первого диска с шестерней

$$T_{1ш} = \mu_{ш} P_{1ш}^{\text{ш}} = \mu_{ш} \cdot \frac{M_{1ш}}{R_{ш}}, \quad (6)$$

где $\mu_{ш}$ — коэффициент трения в шлицевом соединении фрикционных дисков с шестерней; $P_{1ш}^{\text{ш}}$ — сила, действующая в поперечной плоскости в шлицевом соединении шестерни с дисками; $R_{ш}$ — средний радиус в шлицевом соединении дисков с шестерней.

Так как крутящий момент, передаваемый первым диском, связанным с шестерней

$$M_{1ш} = \mu_{\phi} \cdot P_{1ш} R_c,$$

а нормальная сила на второй поверхности трения

$$P_{1ш} = P_{1\delta} - T_{1ш},$$

то сила трения

$$T_{1ш} = \mu_{ш} \mu_{\phi} (P_{1\delta} - T_{1ш}) \cdot \frac{R_c}{R_{ш}},$$

откуда

$$T_{1ш} = \frac{\mu_{ш} \mu_{\phi} \cdot \frac{R_c}{R_{ш}}}{1 + \mu_{ш} \mu_{\phi} \cdot \frac{R_c}{R_{ш}}} (1 - a) P_{\Pi},$$

или

$$T_{1ш} = b (1 - a) P_{\Pi}, \quad (7)$$

где

$$b = \frac{\mu_{ш} \mu_{\phi} \cdot \frac{R_c}{R_{ш}}}{1 + \mu_{ш} \mu_{\phi} \cdot \frac{R_c}{R_{ш}}} \quad (8)$$

Выполняя аналогичные преобразования, находим силу трения в соединении второго диска с барабаном

$$T_{2\delta} = a(1-a)(1-b)P_{\Pi} \quad (9)$$

и второго диска с шестерней

$$T_{2\omega} = b(1-a)^2(1-b)P_{\Pi}. \quad (10)$$

Итак, сила трения в соединении любого диска с барабаном

$$T_{n\delta} = a(1-a)^{n\delta-1}(1-b)^{n\delta-1}P_{\Pi}, \quad (11)$$

где $n\delta = 1, 2, 3, \dots$ -- порядковый номер перемещающегося диска, связанного с барабаном.

В соединении любого диска с шестерней

$$T_{n\omega} = b(1-a)^{n\omega}(1-b)^{n\omega-1}P_{\Pi}, \quad (12)$$

где $n_{\omega} = 1, 2, 3, \dots$ -- порядковый номер перемещающегося диска, связанного с шестерней.

Суммарная сила сопротивления передвижению дисков фрикциона равна

$$T_{\Pi} = \sum_1^k (T_{k\delta} + T_{k\omega}), \quad (13)$$

где k_{δ} и k_{ω} -- общее число перемещающихся дисков, связанных соответственно с барабаном и шестерней.

Произведя ряд несложных преобразований, окончательно получим

$$T_{\Pi} = (1 - C^{\lambda})P_{\Pi}, \quad (14)$$

где

$$C = \frac{1}{(1 + \mu_{\delta}\mu_{\phi}\frac{R_c}{R_{\delta}})(1 + \mu_{\omega}\mu_{\phi}\frac{R_c}{R_{\omega}})}; \quad (15)$$

$\lambda = \lambda_{\gamma} = \lambda_{\omega}$ — число перемешающихся пар трения.

2. Действующее на поршень фрикциона усилие $P_{цб}$ от центробежных сил, развивающихся в жидкости, находящейся во вращающемся бустере, вычисляется как интеграл произведения давления жидкости, переменного по радиусу полости на элементарную кольцевую площадку боковой поверхности поршня фрикциона (рис. 2, б) и определяется в общем случае по формуле

$$P_{цб} = \frac{\pi \gamma \alpha^2 \omega^2}{4g} \left[R_1^4 - r_1^4 - 2r_0^2 (R_1^2 - r_1^2) \right], \quad (16)$$

где γ — удельный вес жидкости; ω — угловая скорость вращения бустера фрикциона; α — коэффициент отставания, показывающий, во сколько раз угловая скорость вращения жидкости меньше скорости вращения цилиндра; r_0, r_1 и R_1 — соответственно наименьший радиус вращения жидкости, наименьший и наибольший радиусы полости бустера фрикциона.

3. Сила, действующая на поршень от статического давления жидкости, равна

$$P_c = p_c S_{\Pi}, \quad (17)$$

где p_c — статическое давление жидкости в бустере; S_{Π} — площадь поршня.

Нарастание статического давления рабочей жидкости на поршень при его включении в зависимости от вращения происходит по квадратичному закону [3,4] и может быть с достаточным приближением описано уравнением квадратичной параболы

$$p_c = \alpha_1 t^2, \quad (18)$$

где α_1 — коэффициент, характеризующий темп нарастания статического давления под поршнем фрикциона:

$$\alpha_1 = \frac{p_c \max}{t^2 \max}, \quad (19)$$

$p_{c \max}$ — максимальное статическое давление под поршнем;
 t и t_{\max} — текущее и максимальное время нарастания статического давления под поршнем.

Падение статического давления в бустере выключаемого фрикциона, после сообщения его со сливом, происходит по экспоненциальному закону

$$p_c = p_{c \max} e^{-\alpha_2 t}, \quad (20)$$

где α_2 — коэффициент, характеризующий темп спада давления под поршнем фрикциона.

4. Сила сжатия отжимных пружин поршнем при его ходе

$$P_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} l_{\text{пр}}, \quad (21)$$

где $C_{\text{пр}}$ — жесткость отжимной пружины; $l_{\text{пр}}$ — длина сжатия отжимной пружины от свободного состояния до сжатия при ходе поршня;

$$l_{\text{пр}} = l_0 - l + h,$$

где l_0 и l — длина пружины в свободном и предварительном сжатом состоянии; h — ход поршня.

5. Усилие, идущее на преодоление трения в уплотнительных кольцах и манжетах поршня T_I , может быть определено из соотношения

$$T_I = 2\mu_{\text{п}} b_{\text{п}} r\pi(R_{\text{п}} + r_{\text{п}}), \quad (22)$$

где $\mu_{\text{п}}$ и $b_{\text{п}}$ — коэффициент трения и ширина уплотнительной манжеты или кольца поршня; r — давление жидкости в бустере фрикциона; $R_{\text{п}}$ и $r_{\text{п}}$ — наружный и внутренний радиусы поршня.

Определив силы, действующие на элементы многодискового фрикциона, переходим к математическому описанию процессов

включения и выключения последнего. Для чего рассмотрим расчетную динамическую систему фрикциона (рис. 1, б).

Расчетная динамическая система составлена с учетом переменности массы комплекта дисков m , перемещаемых поршнем (масса m), суммарной податливости дисков e и зазора между дисками Δ , а также сил, действующих на элементы фрикциона. Величина переменной массы комплекта дисков зависит от числа пар трения, на которые в данный момент действует усилие поршня, т.е. $m = f(x)$, где x — перемещение поршня. Стенка бустера фрикциона, препятствующая перемещению поршня в отрицательном направлении, рассматривается как жесткий упор.

Нелинейность силы сопротивления передвижению поршня T_I

выражается в наличии "сухого трения". Сила сопротивления перемещению комплекта дисков T_{II} зависит от величины перемещения массы дисков (от числа поверхностей трения, на которые действует усилие поршня), т.е. $T_{II} = -f(|x| \text{sign } \dot{x})$.

Процесс включения фрикциона состоит из двух основных этапов: 1) выбора зазора между дисками ($x \leq \Delta$) и 2) процесса нарастания рабочего давления ($x > \Delta$). Под рабочим давлением в данном случае понимается то избыточное давление, которое за вычетом сопротивления перемещению поршня, создает необходимый момент трения фрикциона.

На первом этапе состояние системы описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$(m + \tilde{m})\ddot{x} = P_C(t) + P_{\text{чб}}(\omega) - P_{\text{пр}} - T_I \text{sign } \dot{x} - T_{II}(x) \text{sign } \dot{x} \quad (23)$$

при $t = 0, \tilde{m} = 0$.

На втором этапе:

$$(m + \tilde{m})\ddot{x} = P_C(t) + P_{\text{чб}}(\omega) - P_{\text{пр}} - T_I \text{sign } \dot{x} - T_{II}(x) \text{sign } \dot{x} - f(x - \Delta), \quad (24)$$

где $f(x - \Delta)$ — нелинейная восстанавливающая сила, действующая на поршень со стороны комплекта дисков фрикциона.

На втором этапе процесс включения фрикциона заканчивается.

В процессе выключения многодискового фрикциона при $x > \Delta$ дифференциальное уравнение движения системы примет вид

$$(m + \tilde{m})\ddot{x} = f(x - \Delta) + P_{np} - P_c(t) - P_{\omega\delta}(\omega) - T_I \operatorname{sign} \dot{x} - T_{II}(x) \operatorname{sign} \dot{x}, \quad (25)$$

а при $x \leq \Delta$

$$m\ddot{x} = P_{np} - P_c(t) - P_{\omega\delta}(\omega) - T_I \operatorname{sign} x \quad (26)$$

Поршень доходит до упора в стенку бустера фрикциона, и процесс выключения на этом заканчивается.

Анализ влияния отдельных параметров на процессы включения и выключения фрикциона по полученным нелинейным дифференциальным уравнениям не представляет трудностей в случае их решения на аналоговых вычислительных машинах (АВМ).

Момент трения фрикциона определяется по формуле

$$M_{\phi} = \mu_{\phi} P_d R_c z. \quad (27)$$

В этом выражении средний радиус дисков R_c и число пар трения z для заданного фрикциона являются величинами постоянными, а P_d и μ_{ϕ} — переменными. Давление на рабочих поверхностях дисков $P_d = f(x - \Delta)$ определяется для любого момента времени из уравнений (23) или (24).

Как показывают экспериментальные данные [5], определяющей для величины коэффициента трения многодискового фрикциона, работающего в масле, является его зависимость от относительной скорости скольжения дисков, т.е. $\mu_{\phi} = f(\omega_{отн})$. Следовательно, зная характеристики $P_d = f(x - \Delta)$ и $\mu_{\phi} = f(\omega_{отн})$ и конструктивные параметры фрикциона, можем определить его момент трения.

Блок-схема моделирования процесса включения приведена на рис. 3, а, а выключения — на рис. 3, б. Здесь ω_1 и ω_2 — угловые скорости масс, соединенных фрикционом.

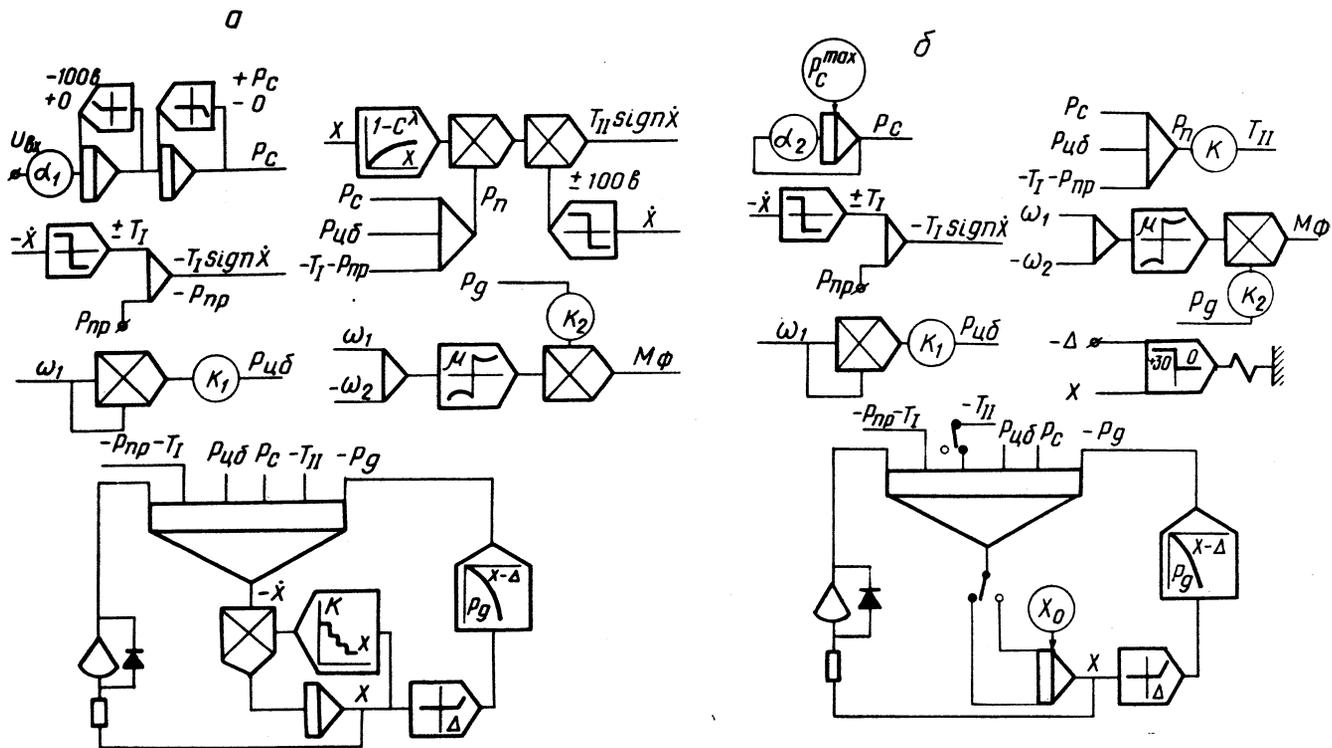


Рис. 3. Блок-схемы электронных моделей процесса включения (а) и выключения (б) многодискового фрикциона.

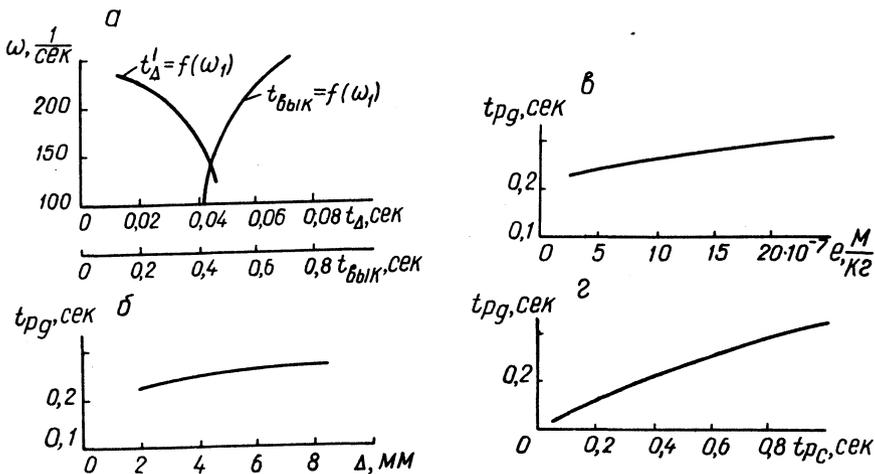


Рис. 4. Результаты исследования на АВМ процессов включения и выключения многодискового фрикциона.

На рис. 4, а приведены результаты исследования на АВМ зависимости t_{Δ} времени выбора зазора между дисками включаемого фрикциона и $t_{\text{вык}}$ времени выключения фрикциона от ω_1 угловой скорости вращения барабана фрикциона (при времени нарастания статического давления до максимума и времени спада давления до нуля за 0,5 сек).

На рис. 4, б показана зависимость t_{pg} времени нарастания осевого усилия между дисками до значения, которое необходимо иметь фрикциону для передачи приведенного момента двигателя от Δ величины свободного хода поршня.

При сравнении эффективности влияния различных факторов на темп включения фрикциона была исследована зависимость времени нарастания осевого усилия, сжимающего диски, от времени нарастания статического давления t_{p_c} в бустере фрикциона и от величины податливости комплекта дисков e (рис. 4, г и в). Из графика, приведенного на рис. 4, в, следует, что изменение податливости комплекта дисков фрикциона в 3—5 раз практически не влияет на темп его включения. Более результативным в данном случае является регулирование нарастания темпа включения фрикциона путем изменения величины давления на поверхности трения (рис. 4, г). Для этой цели можно использовать гидро- и пневмоаккумуляторы, кла-

паны плавности и модуляционные клапаны, поршни фасонной формы, обеспечивающие ступенчатое включение фрикциона и др. Степень эффективности перечисленных мероприятий в каждом конкретном случае может быть легко выявлена с помощью рассмотренных электронных моделей.

Таким образом, возможность регулирования давления на поверхностях трения фрикциона с гидравлическим нажимным устройством принципиально позволяет обеспечить оптимальные условия его работы, а предлагаемые модели могут использоваться при конструктивной доводке фрикционов.

Кроме того, электронные модели процессов включения и выключения многодискового фрикциона позволяют в зависимости от цели и задач исследования выявить влияние геометрических параметров и параметров динамической системы фрикциона, скорости и закона нарастания давления рабочей жидкости в бустере, величины зазора между дисками, нелинейных сил трения, действующих на поршень и диски, а также усилия от центробежных сил вращающейся жидкости и усилия отжимной пружины на характер протекания исследуемых процессов.

Л и т е р а т у р а

1. Зельцерман И.М. и др. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. М., 1965. 2. Красненьков В.И., Егоркин В.В. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях. М., 1967. 3. Харитонов Н.П., Анохин В.А. К вопросу плавности переключения гидромеханической передачи. — "Автомобильная промышленность", 1963, № 5. 4. Бойков П.И. и др. Эксплуатационные исследования неустановившихся режимов работы тракторной трансмиссии с переключением передач на ходу. — "Тракторы и сельхозмашины", 1969, № 10. 5. Раздолин М.В. К выбору основных параметров дисковых фрикционных муфт. — Труды МАИ. М., 1960, вып. 127.

Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, А.В. Ануфриенко

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕ-ЗВЕНА С ПОСТОЯННОЙ ЕМКОСТЬЮ

В автомобильном тормозном приводе часто применяются звенья, составленные из длинного трубопровода (Т) и емкости

(Е) и условно названные ТЕ-звеньями. В длинном трубопроводе сложным образом сочетаются свойства дросселя и емкости, причем, сопротивление и емкость распределены по всей длине трубопровода, т.е. трубопровод представляет собой объект с

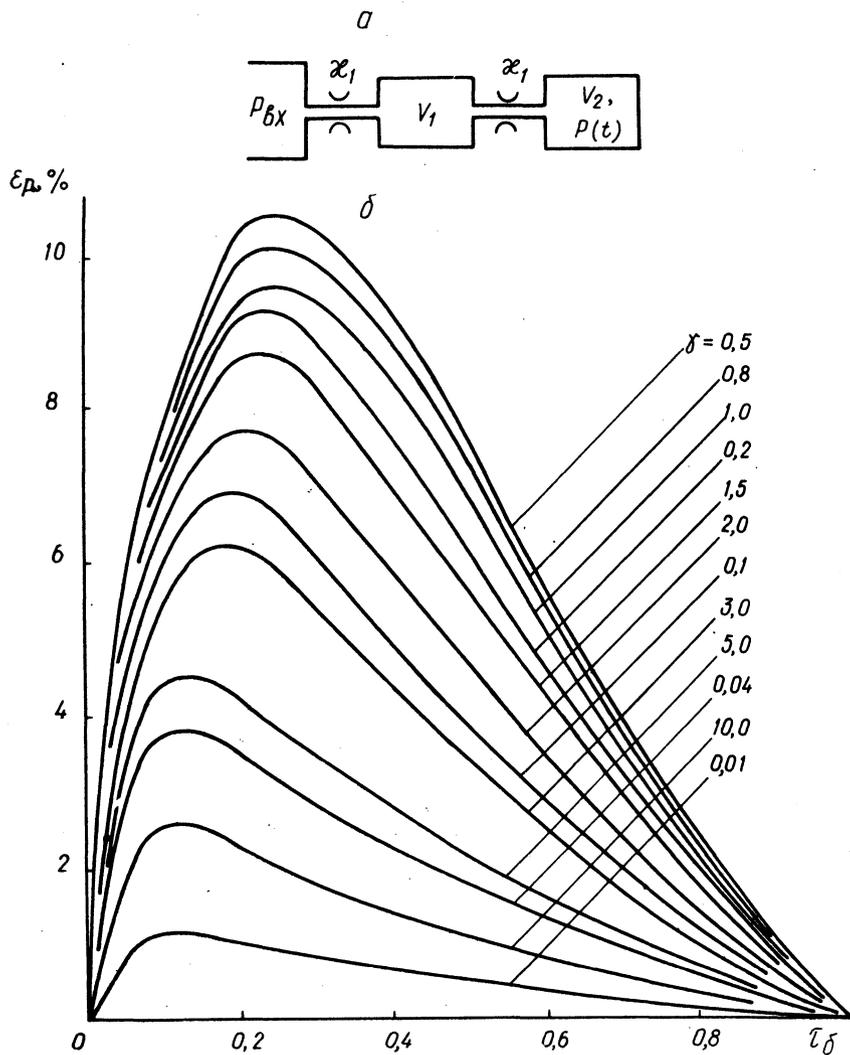


Рис. 1. Схема эквивалентного пневматического звена 2-го порядка (а) и зависимость $\epsilon_p = f(\gamma, \tau_\delta)$ (б).

распределенными параметрами и описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных.

В случае, когда распределение давлений по длине трубопровода не представляет практического интереса, ТЕ-звенья по динамическим свойствам можно рассматривать эквивалентными двум последовательно включенным ДЕ-звеньям (дроссель D , емкость E) (рис. 1, а). При этом емкость первого эквивалентного ДЕ-звена равна емкости внутреннего объема трубопровода V_1 , а емкость второго равна объему камеры V_2 , присоединенной к трубопроводу. Динамика ТЕ-звеньев описывается следующими линейными дифференциальными уравнениями 2 - го порядка [1]:

а) наполнение емкости V_2 :

$$\frac{V_1 V_2}{\alpha_1^2} \frac{d^2 p}{dt^2} + \frac{V_1 + 2V_2}{\alpha_1} \frac{dp}{dt} + p = \alpha p_{вх}; \quad (1)$$

$$p_{нч} \leq p \leq p_{max};$$

б) опораживание емкости V_2 :

$$\frac{V_1 V_2}{\alpha_1^2} \frac{d^2 p}{dt^2} + \frac{V_1 + 2V_2}{\alpha_1} \frac{dp}{dt} + p = \beta p_{вх}; \quad (2)$$

$$p_1 \leq p \leq p_{max};$$

где p — текущее давление в емкости; α — удельная проходимость дросселей ТЕ-звена; α и β — коэффициенты аппроксимации, соответственно для случая наполнения и для случая опораживания емкости; $p_{вх}$ — давление на входе в ТЕ-звено.

При исследовании ТЕ-звеньев требуется решить следующие две задачи. Первая заключается в определении удельной проходимости α_1 реальных ТЕ-звеньев в зависимости от их конструктивных параметров (присоединенного объема V_2 и объема трубопровода V_1). Вторая задача — установление параметров, при которых звенья, состоящие из трубопровода и присоединенной к нему емкости, следует рассматривать как аperiодические

звенья 2-го порядка (ТЕ-звено), и параметров, при которых их следует рассматривать как звенья 1-го порядка (ДЕ-звено).

Решение дифференциального уравнения (1) при ступенчатом входном сигнале имеет вид

$$p_6 = \alpha + \frac{1}{2} \left(\frac{p_{\text{нач}}}{p_{\text{max}}} - \alpha \right) \exp \left[-\frac{\alpha_1}{2V_2} (1+2\gamma)t \right] \left[\left(1 + \frac{1+2\gamma}{1+4\gamma^2} \right) \times \right. \\ \left. \times \exp \left(\frac{\alpha_1}{2V_2} \sqrt{1+4\gamma^2} t \right) + \left(1 - \frac{1+2\gamma}{\sqrt{1+4\gamma^2}} \right) \exp \left(-\frac{\alpha_1}{2V_2} \sqrt{1+4\gamma^2} t \right) \right]; \quad (3)$$

где $p_6 = \frac{p}{p_{\text{max}}}$ — безразмерное давление в емкости V_2 ; $p_{\text{нач}}$ — начальное давление в наполняющем объеме (обычно $p_{\text{нач}} = 1 \text{ кг/см}^2$); $\gamma = \frac{V_2}{V_1}$ — отношение присоединенного объема к объему трубопровода.

Результаты расчета динамических характеристик ТЕ-звена по выражению (3) показали, что второй член в квадратных скобках при увеличении времени t стремится к нулю и в узловой точке, соответствующей $p_6 = 0,9$, им практически можно пренебречь. С учетом отмеченного, из выражения (3) после преобразований получена формула для определения удельной проходимости эквивалентных дросселей α_1 ТЕ-звена (при $\alpha = 1,5$; $p_6 = 0,9$; $p_{\text{нач}} = 1 \text{ кг/см}^2$; $p_{\text{max}}^1 = 8 \text{ кг/см}^2$):

$$\alpha_1 = \frac{V_2}{t_{0,9}} \frac{2}{(1+2\gamma) - \sqrt{1+4\gamma^2}} \ln \left[1,145 \left(1 + \frac{1+2\gamma}{\sqrt{1+4\gamma^2}} \right) \right]; \quad (4)$$

где $t_{0,9}$ — время нарастания давления до $p_6 = 0,9$.

Решая совместно уравнения (3) и (4), после преобразований получаем в безразмерном виде аналитическое выражение переходной характеристики ТЕ-звена (при $\alpha = 1,5$; $p_{\text{нач}} = 1 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$; $p_{\text{max}} = 8 \text{ кг/см}^2$):

$$p_6 = 1,5 - 1,375 \exp \left[\frac{(1+2\gamma)}{\sqrt{1+4\gamma^2} - (1+2\gamma)} \ln 1,145 \left(1 + \frac{1+2\gamma}{\sqrt{1+4\gamma^2}} \right) \right] p_6 \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1+2\gamma}{\sqrt{1+4\gamma^2}} \right) \exp \left[\frac{\sqrt{1+4\gamma^2}}{(1+2\gamma) - \sqrt{1+4\gamma^2}} \ln 1,145 \left(1 + \frac{1+2\gamma}{\sqrt{1+4\gamma^2}} \right) \right] \tau_{\delta} \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1+2\gamma}{\sqrt{1+4\gamma^2}} \right) \exp \left[\frac{\sqrt{1+4\gamma^2}}{\sqrt{1+4\gamma^2} - (1+2\gamma)} \ln 1,145 \left(1 + \frac{1+2\gamma}{\sqrt{1+4\gamma^2}} \right) \right] \tau_{\delta} \right\}; \quad (5)$$

где $\tau_{\delta} = \frac{t}{t_{0,9}}$ — безразмерное время переходного процесса.

Анализ этого выражения показывает, что характер протекания кривой переходного процесса зависит от параметра γ и при определенных значениях γ приближается к безразмерной кривой переходного процесса апериодического звена 1-го порядка (ДЕ-звено), которая описывается уравнением (при $\alpha = 1,5$; $p_{нач} = 1 \text{ кг/см}^2$; $p_{max} = 8 \text{ кг/см}^2$):

$$p_{\delta} = 1,5 - 1,375 e^{-0,830 \tau_{\delta}} \quad (6)$$

Относительное отклонение по давлению кривой 2-го порядка (уравнение 5) от кривой 1-го порядка (уравнение 6) определяется

$$\varepsilon_p = (p_{\delta I} - p_{\delta II}) \cdot 100\%, \quad (7)$$

где $p_{\delta II}$ — безразмерное давление в наполняемой емкости апериодического звена 2-го порядка, определяемое по уравнению (5).

На рис. 1,б представлена рассчитанная на ЭЦВМ "Проминь" зависимость $\varepsilon_p = f(\gamma, \tau_{\delta})$, согласно выражению (5)-(7) для широкого диапазона изменения параметра γ . Анализ графика показывает, что максимальное значение отклонения ε_p имеет место при $\tau_{\delta} = 0,10-0,25$ в зависимости от γ .

По данным расчета построена зависимость $\varepsilon_{p_{max}} = \varphi(\gamma)$ (рис. 2), с помощью которой устанавливаются границы ДЕ- и ТЕ-звеньев.

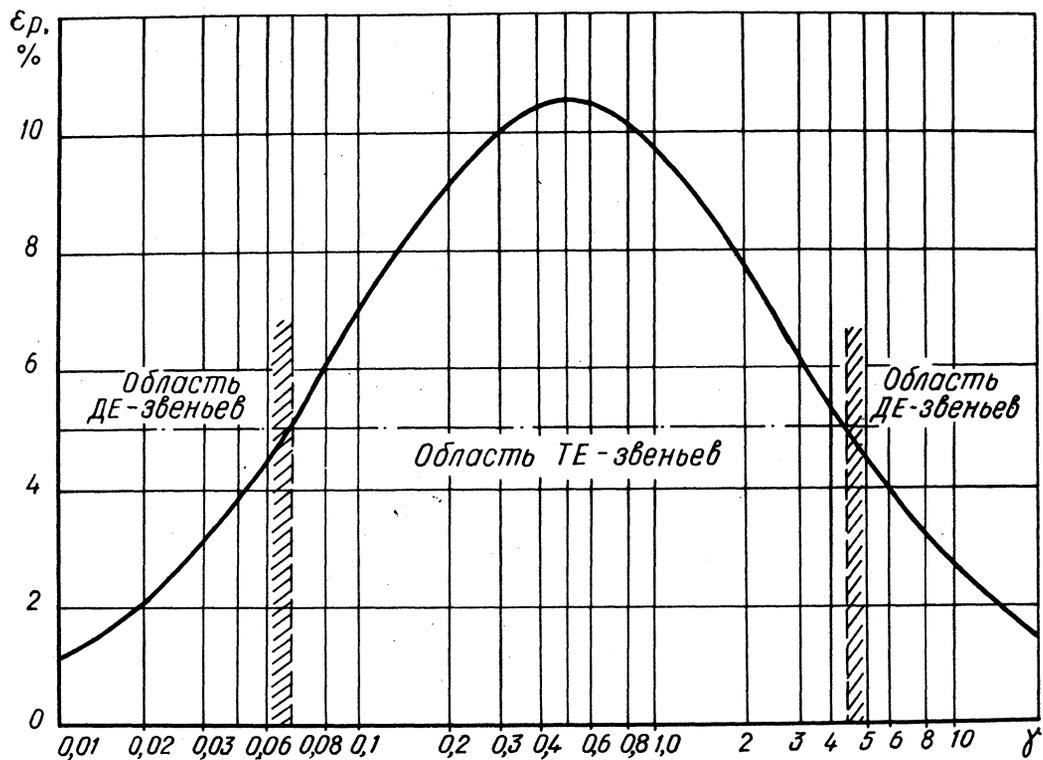


Рис. 2. График относительных отклонений переходных характеристик звеньев 2-го порядка от характеристик звеньев 1-го порядка.

Так, например, если задаться допустимой погрешностью $\epsilon_{p_{max}} = 5\%$, то в области $0,06 \leq \gamma \leq 4,5$ звенья, составленные из трубопровода и емкости, следует рассматривать как звенья 2-го порядка, а в областях $0,06 > \gamma > 4,5$ эти звенья можно в динамической модели рассматривать как звенья 1-го порядка (ДЕ-звенья). Результаты исследования подтверждаются многочисленными экспериментальными данными, полученными авторами [1—3].

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов. Докт. дис. Минск, 1973. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Исследование динамических свойств опытных пневмоаппаратов тормозного привода и аппаратов фирм "Кнорр-Бремз" и "Вестингауз-Брезмен" и выбор оптимальной схемы комбинированного пневмогидравлического тормозного привода. Деп. № Б 250172. Минск, 1972 3. Автушко В.П. Исследование динамики пневмогидравлического тормозного привода автомобилей и автопоездов. Канд. дис. Минск, 1972.

И.И. Лепешко

О СИЛАХ ИНЕРЦИИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

В работах по динамике криволинейного движения по различным методикам [1, 2, 3] силы инерции определяются в проекциях на продольную и поперечную оси автомобиля.

Независимо от методики определения уравнения в общем случае движения имеют вид

$$P_{jx} = m(\dot{v} - b\omega^2); \quad P_{jy} = m(\omega v + b\dot{\omega}), \quad (1)$$

где v, \dot{v} — поступательная скорость и ускорение середины заднего моста; $\omega, \dot{\omega}$ — угловая скорость и ускорение вращения продольной оси автомобиля относительно мгновенного центра поворота; b — расстояние от задней оси до центра тяжести; m — масса автомобиля.

Анализ уравнений показывает, что величины продольных сил инерции не зависят от угловой скорости поворота управляемых колес в общем случае движения. Аналогичный вывод имеется в работе [4] для частного случая движения при $v = \text{const}$. Этот вывод можно распространить и на движение автомобиля с учетом увода шин [5].

Для доказательства справедливости этих выводов, определим применимость уравнений (1) для любых случаев движения.

Предположим, что величины продольных и поперечных сил инерции равны нулю, т.е.

$$P_{jx} = P_{jy} = 0. \quad (2)$$

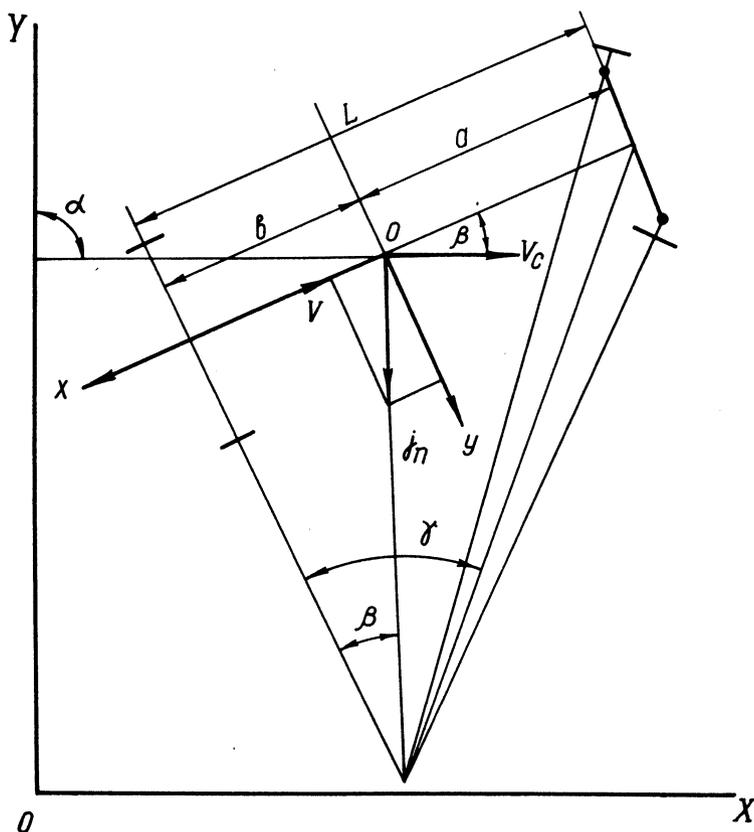


Рис. 1. Схема к расчету сил криволинейного движения автомобиля.

При выполнении этого условия центр тяжести (ц.т.) автомобиля должен двигаться прямолинейно и равномерно.

Выразив в уравнении (1) угловую скорость и угловое ускорение через параметры автомобиля, согласно обозначениям рис. 1.:

$$\omega = \frac{v}{L} \operatorname{tg} \gamma, \dot{\omega} = \dot{v} \frac{1}{L} \operatorname{tg} \gamma + \frac{v}{L} \frac{1}{\cos^2 \gamma} \dot{\gamma}. \quad (3)$$

Решая совместно уравнения (1), (3) с учетом уравнения (2), определим скорость середины заднего моста.

$$v = - \frac{bL^2}{\cos^2 \gamma \operatorname{tg} \gamma (L^2 + b^2 \operatorname{tg}^2 \gamma)} \dot{\gamma}. \quad (4)$$

Анализ уравнения (4) показывает, что движение соответствует входу автомобиля в поворот "задним" ходом, при этом угловая скорость и ускорение отличны от нуля.

Для определения скорости ц.т. преобразуем уравнение (4), используя известное соотношение

$$v_c = \frac{v}{\cos \beta}. \quad (4, a)$$

Выразив угол β через параметры автомобиля (рис. 1) и угол поворота управляемых колес, получим

$$v_c = \frac{v}{L} \sqrt{L^2 + b^2 \operatorname{tg}^2 \gamma}, \quad (5)$$

тогда, скорость ц.т. на входе в поворот по уравнению (4) будет определена выражением

$$v_c = \frac{bL}{\cos^2 \gamma \operatorname{tg} \gamma \sqrt{L^2 + b^2 \operatorname{tg}^2 \gamma}} \dot{\gamma}. \quad (6)$$

Из уравнения (6) следует, что скорость движения ц.т. не постоянна, что противоречит исходным предпосылкам анализа.

Проведя аналогичные решения для случая выхода из поворота, при котором изменение угла поворота управляемых колес определяется выражением $\gamma_{\text{вых}} = \gamma_0 - \gamma$, где γ_0 —

угол управляемых колес, соответствующий круговому движению до выхода из поворота, получим

$$v_c = \frac{bL}{\cos^2(\gamma_0 - \gamma) \operatorname{tg}(\gamma_0 - \gamma) \sqrt{L^2 + b^2 \operatorname{tg}^2(\gamma_0 - \gamma)}} \dot{\gamma}. \quad (7)$$

Как и в предыдущем случае, скорость движения ц.т. не постоянна, т.е. $\dot{v}_c \neq 0$. Наличие изменяющейся скорости свидетельствует о наличии сил инерции, однако по уравнению (1) они равны нулю.

Проведенный выше анализ позволяет утверждать, что уравнения (1) не описывают инерционных сил в общем случае движения автомобиля.

Выше было установлено, что ц.т. движется неравномерно. Для установления характера движения ц.т. проведем преобразование выражения (7).

Умножив числитель и знаменатель на $\sqrt{L^2 + b^2 \operatorname{tg}^2(\gamma_0 - \gamma)}$, получим

$$v_c = \frac{bL \sqrt{L^2 + b^2 \operatorname{tg}^2(\gamma_0 - \gamma)}}{\cos^2(\gamma_0 - \gamma) \operatorname{tg}(\gamma_0 - \gamma) [L^2 + b^2 \operatorname{tg}^2(\gamma_0 - \gamma)]} \dot{\gamma}. \quad (8)$$

Используя известное соотношение

$$L \operatorname{tg}(\beta_0 - \beta) = b \operatorname{tg}(\gamma_0 - \gamma),$$

определим значение угловой скорости поворота вектора v_c относительно продольной оси автомобиля, т.е.

$$\dot{\beta} = \frac{bL}{\cos^2(\gamma_0 - \gamma) [L^2 + b^2 \operatorname{tg}^2(\gamma_0 - \gamma)]} \dot{\gamma}. \quad (9)$$

Решая совместно уравнения (8) и (5) с учетом выражения (9), получим

$$\dot{\beta} = \frac{v}{L} \operatorname{tg}(\gamma_0 - \gamma). \quad (10)$$

Согласно выражению (3), уравнение угловой скорости поворота вектора v_c в относительном движении

$$\dot{\beta} = \omega. \quad (11)$$

Поскольку угловая скорость вектора v_c в абсолютном движении $\dot{\alpha} = \omega + \dot{\beta}$, то при $\omega = \dot{\beta}$ получим $\dot{\alpha} = 0$, т.е. в абсолютном движении ц.т. автомобиля движется прямолинейно.

Таким образом, при выполнении условия (2) ц.т. автомобиля движется прямолинейно и неравномерно.

Поскольку имеется изменение скорости, то инерционная сила ц.т. определится выражением $P_j = -m \dot{v}_c$.

Проектируя эту силу на продольную и поперечную оси автомобиля, получим

$$\begin{aligned} P_{jx} &= P_j \cos \beta; \\ P_{jy} &= P_j \sin \beta. \end{aligned} \tag{12}$$

Полученные уравнения (12) вступают в противоречие с исходной предпосылкой (2) об отсутствии сил инерции и служат доказательством неправомочности применения уравнений (1) для любых случаев движения.

Изменение сил инерции ц.т. или его ускорений в проекциях на продольную и поперечную оси в общем случае движения определяются из траектории ц.т.

При движении автомобиля траектория ц.т., как и любой точки автомобиля, формируется в зависимости от изменения двух независимых переменных: поступательной скорости ведущего моста и угла поворота управляемых колес.

При известных функциях времени или пути этих переменных можно определить траекторию и все инерционные силы, действующие на автомобиль. Для отыскания этих сил, базируясь на положении теоретической механики [6] о полном ускорении точки (ц.т. с массой автомобиля), движущейся по траектории, можно записать

$$\bar{j}_a = \dot{v}_c + \frac{v_c^2}{R},$$

где \bar{j}_a — полное ускорение ц.т. автомобиля; \dot{v}_c — касательное к траектории ускорение; $\frac{v_c^2}{R}$ — нормальное к траектории ускорение; R — радиус кривизны траектории ц.т.

Выразив радиус кривизны траектории ц.т. через угловые скорости относительного и переносного движения вектора v_c , согласно рис. 1, получим

$$\frac{d\alpha}{dS} = \frac{1}{R} = \frac{\omega + \dot{\beta}}{v_c}. \quad (13)$$

Полное ускорение ц.т. с учетом выражения (13)

$$\overline{j_a} = \overline{\dot{v}_c + v_c(\omega + \dot{\beta})}. \quad (14)$$

Проектируя полное ускорение ц.т. на продольную и поперечную оси автомобиля, выбрав положительные направления осей, как показано на рис. 1, получим

$$\begin{aligned} j_x &= v_c(\omega + \dot{\beta}) \sin\beta - \dot{v}_c \cos\beta; \\ j_y &= v_c(\omega + \dot{\beta}) \cos\beta + \dot{v}_c \sin\beta. \end{aligned} \quad (15)$$

После преобразований с учетом выражения (5) ускорения в проекциях на продольную и поперечную оси в общем случае движения имеют вид

$$j_x = b\omega(\omega + \dot{\beta}) \mp (\dot{v} + b\omega\dot{\beta}); \quad (16)$$

$$j_y = v(\omega + \dot{\beta}) \pm (\dot{v} + b\omega\dot{\beta}) b \frac{\omega}{v}.$$

В уравнениях знак перед второй скобкой определяется знаком производной от скорости центра тяжести. Переход от угловой скорости $\dot{\beta}$ к углу и угловой скорости поворота управляемых колес осуществляется по уравнению (9).

Анализ уравнения (16) показывает, что продольные и поперечные ускорения или силы в общем движении зависят как от ускорения поступательного движения, так и от угла и угловой скорости поворота управляемых колес. Из этого уравнения могут быть получены известные уравнения [1, 2, 3] сил или ускорений.

Так, например, полагая $\dot{v} = 0$ и $\dot{\beta} > 0$ при этом по уравнению (4,а) $\dot{v}_c > 0$. После преобразований выражения (16) и умножения на массу автомобиля получим выражение продольных и поперечных сил, приведенные в работе [4].

При $v > 0$; $\dot{\beta} > 0$ и $\dot{v}_c > 0$ после преобразований получается широко известная система уравнений (1).

Рассмотрим наиболее часто встречающийся режим движения в условиях эксплуатации — вход в поворот с торможением, при этом

$$\dot{v} < 0; \dot{\beta} > 0; \dot{v}_c < 0.$$

Преобразуя уравнение (16) с учетом производных, получаем:

$$j_x = -\dot{v} + b\omega^2 + 2b\omega\dot{\beta};$$

$$j_y = v(\omega + \dot{\beta}) + \dot{v}b\frac{\omega}{v} - b^2\omega^2\frac{\dot{\beta}}{v}. \quad (17)$$

Таким образом, формула (16) позволяет учитывать влияние режима движения на изменение инерционных сил или ускорений ц.т. автомобиля при криволинейном движении.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля, т. 1. М., 1944.
2. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М., 1959.
3. Антонов А.С. и др. Армейский автомобиль. Теория. М., 1970, 4.
- Жуковский Н.Е. К динамике автомобиля. — "Мотор", 1923, № 1.
5. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., 1971.
6. Невзглядов В.Г. Теоретическая механика. М., 1959.

О. Я. Заславский

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК ПО ЭЛЕМЕНТАМ КАРДАННОГО ШАРНИРА

Работоспособность карданного шарнира в основном зависит от нагрузок, воспринимаемых подвижными элементами.

Рассмотрим зону силового контакта шипа крестовины и игольчатого подшипника. Из теории и расчета подшипников качения известна взаимосвязь между максимальной нагрузкой на тело качения и общей радиальной нагрузкой на подшипник.

$$P_0 = \frac{Q}{z} k, \quad (1)$$

где P_0 — максимальная нагрузка на тело качения; Q — радиальная нагрузка, воспринимаемая подшипником; z — количество тел качения в подшипниках; k — постоянный коэффициент.

Для роликовых подшипников $k = 4,0$ при отсутствии зазоров; $k = 4,6$ — при обычно встречающихся зазорах.

Однако величины зазоров в карданных шарнирах колеблются в достаточно широких пределах. Попытаемся определить P_0 для любого интервала зазоров в шарнире. Величины диаметрального и суммарного межигольного зазоров в паре подшипник—шип крестовины определяются выражениями

$$q = D_k - 2d - D_{\omega}; \quad (2)$$

$$a = \left[(D_k - d) \sin \frac{\pi}{z} - d \right] \frac{\pi}{\sin \frac{\pi}{z}}, \quad (3)$$

где q — диаметральный зазор; a — суммарный межигольный зазор; D_k — внутренний диаметр наружного кольца подшипника; D_{ω} — диаметр шипа крестовины; d — диаметр ролика (иглы); z — общее количество игл.

Принимая в качестве исходного параметра максимальное контактное давление, возникающее при силовом контакте иглы и шипа крестовины, по известным формулам определим:

сближение недеформированных точек шипа и иглы

$$v_{\omega} = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \frac{P_0}{\pi l} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4D_{\omega} d}{2c_{\omega}} \right); \quad (4)$$

полуширину контактной площадки

$$c_{\omega} = 1,08 \sqrt{\frac{P_0 D_{\omega} d}{1E (D_{\omega} + d)}}; \quad (5)$$

максимальное контактное давление

$$p = 0,59 \sqrt{\frac{P_0 E}{1} \frac{(D_{\omega} + d)}{D_{\omega} d}}; \quad (6)$$

отсюда:

$$P_0 = \left(\frac{p}{0,59} \right)^2 \frac{1 D_{\omega} d}{(D_{\omega} + d) E}; \quad (7)$$

где E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона; l — рабочая длина иглы.

При минимальном и максимальном диаметральном зазорах в подшипнике усилие, воспринимаемое максимально нагруженной иглой, определим соответственно:

$$P_0(q_{\min}) = \left(\frac{p}{0,59}\right)^2 \frac{l_{\max} D_{w_{\max}} d_{\max}}{(D_{w_{\max}} + d_{\max}) E}; \quad (8)$$

$$P_0(q_{\max}) = \left(\frac{p}{0,59}\right)^2 \frac{l_{\min} D_{w_{\min}} d_{\min}}{(D_{w_{\min}} + d_{\min}) E}. \quad (9)$$

Теперь, возвращаясь к выражениям (4), (5) и подставляя соответствующие значения (8) и (9), получим:

$$c_{\psi}(q_{\min}) = 1,08 \sqrt{\frac{P_0(q_{\min})}{l_{\max} E} \frac{D_{w_{\max}} d_{\max}}{(D_{w_{\max}} + d_{\max})}}; \quad (10)$$

$$v_{\psi}(q_{\min}) = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \frac{P_0(q_{\min})}{\pi l_{\max}} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4D_{w_{\max}} d_{\max}}{c_{\psi}^2(q_{\min})}\right); \quad (11)$$

$$c_{\psi}(q_{\max}) = 1,08 \sqrt{\frac{P_0(q_{\max})}{l_{\min} E} \frac{D_{w_{\min}} d_{\min}}{(D_{w_{\min}} + d_{\min})}}; \quad (12)$$

$$v_{\psi}(q_{\max}) = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \frac{P_0(q_{\max})}{\pi l_{\min}} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4D_{w_{\min}} d_{\min}}{c_{\psi}^2(q_{\max})}\right). \quad (13)$$

Аналогично определяем сближение недеформированных точек иглы и внутренней поверхности наружного кольца подшипника

(v_k) для всего интервала зазоров по выражениям (2), (3) и нагрузок по зависимостям (8), (9).

Таким образом, полное сближение δ поверхности шипа крестовины с внутренней поверхностью наружного кольца подшипника с учетом диаметрального зазора и контактной деформации определяется выражением

$$\delta = v_w + v_k + \varepsilon, \quad (14)$$

где $\varepsilon = \frac{q}{2}$,

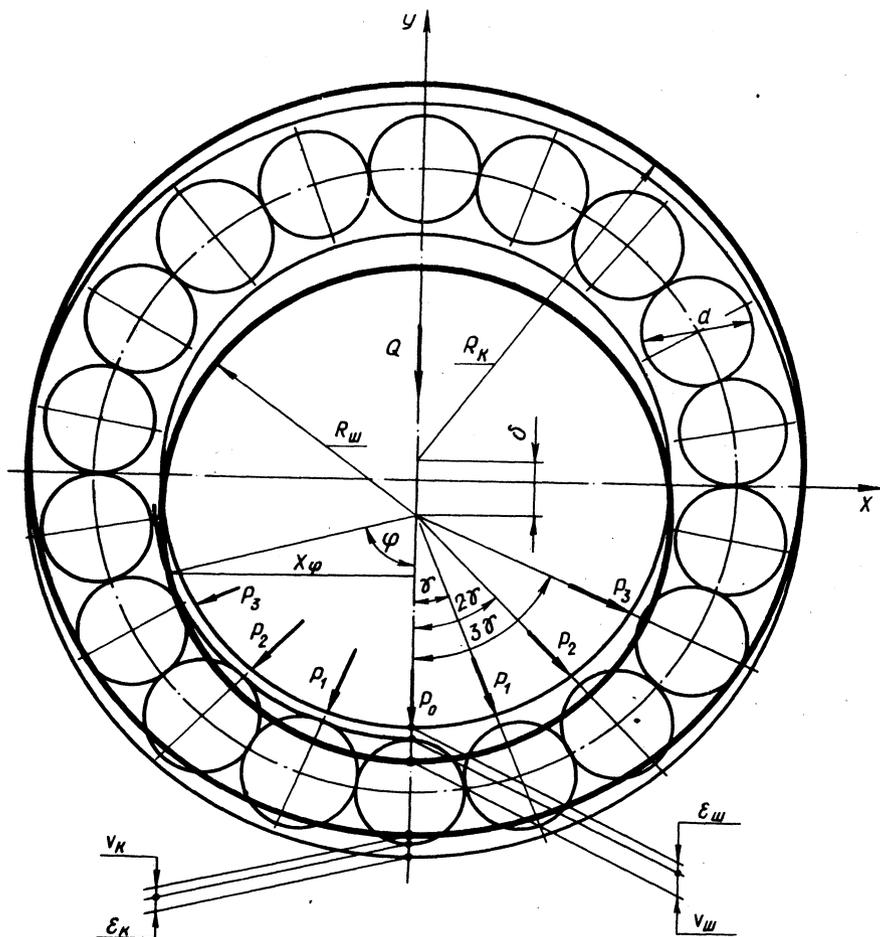


Рис. 1. Распределение нагрузки по телам качения подшипника.

или при q_{\min} :

$$\delta(q_{\min}) = v_w(q_{\min}) + v_k(q_{\min}) + \varepsilon(q_{\min}); \quad (15)$$

при q_{\max}

$$\delta(q_{\max}) = v_w(q_{\max}) + v_k(q_{\max}) + \varepsilon(q_{\max}). \quad (16)$$

Определив δ , найдем угол φ зоны нагружения подшипника. В соответствии с обозначениями рис. 1 запишем:

$$\varphi = \arcsin \frac{X_\varphi}{R_w}; \quad (17)$$

$$X_\varphi = \sqrt{(R_k - d)^2 - \left[\frac{(R_k - d)^2 - R_w^2 + \delta^2}{2\delta} \right]^2}, \quad (18)$$

где X_φ -- половина хорды центрального угла зоны нагрузки;

$$R_k = \frac{D_k}{2}; \quad R_w = \frac{D_w}{2}.$$

Перепишем формулы (17) и (18) для случая минимального и максимального диаметральных зазоров:

$$\varphi(q_{\min}) = \arcsin \frac{X_\varphi(q_{\min})}{R_{w \max}}; \quad (19)$$

$$X_\varphi(q_{\min}) = \sqrt{(R_{k \min} - d_{\max})^2 -$$

$$- \left[\frac{(R_{k \min} - d_{\max})^2 - R_{w \max}^2 + \delta^2(q_{\min})}{2\delta(q_{\min})} \right]^2}; \quad (20)$$

$$\varphi(q_{\max}) = \arcsin \frac{X_{\varphi(q_{\max})}}{R_{\psi \min}}; \quad (21)$$

$$X_{\varphi(q_{\max})} = \sqrt{(R_{k \max} - d_{\min})^2 - \left[\frac{(R_{k \max} - d_{\min})^2 - R_{\psi \min}^2 + \delta^2(q_{\max})}{2 \delta(q_{\max})} \right]^2}. \quad (22)$$

Итак, половина угла зоны нагружения подшипника определена во всем интервале зазоров зависимостями (19) и (21).

Количество игл, находящихся в зоне нагрузки, найдем по формуле

$$z_p = \left[\frac{(D_{\psi} + d) \varphi}{d} \right] \cos \psi + 1, \quad (23)$$

где

$$\psi = \arccos \frac{d}{d + \Delta d}; \quad \Delta d = \frac{a}{z};$$

ψ — угол наклона иглы относительно оси шипа крестовины. Подставляя в выражение (23) соответствующие значения величин для всего интервала зазоров, найдем по известной из теории расчета подшипников формуле взаимосвязь радиальной нагрузки на подшипник и максимальной нагрузки на тело качения:

$$Q(q_{\min}) = P_0(q_{\min}) (1 + 2 \cos^2 \gamma(q_{\min}) + 2 \cos^2 2\alpha$$

$$\times \gamma(q_{\min}) + \dots + 2 \cos^2 n(q_{\min}) \gamma(q_{\min})); \quad (24)$$

где

$$\gamma(q_{\min}) = \frac{2\varphi(q_{\min})}{z_p(q_{\min})}; \quad n(q_{\min}) = \frac{z_p(q_{\min}) - 1}{2};$$

$$Q(q_{\max}) = P_{0}(q_{\max}) (1 + 2 \cos^2 \gamma(q_{\max}) + 2 \cos^2 2\gamma(q_{\max}) + \dots + 2 \cos^2 n(q_{\max}) \gamma(q_{\max})), \quad (25)$$

где

$$\gamma(q_{\max}) = \frac{2\varphi(q_{\max})}{z_p(q_{\max}) - 1}; \quad n(q_{\max}) = \frac{z_p(q_{\max}) - 1}{2}.$$

Предлагаемая методика позволяет определить максимальную нагрузку на тело качения подшипника для любого интервала контактных давлений и зазоров в шарнире.

Произведенный цифровой расчет карданного шарнира типоразмера КрАЗ показал, что изменение диаметрального зазора в игольчатом подшипнике от максимальной величины (0,08 мм) до минимальной (0,015) дает возможность увеличить передаваемый карданным валом крутящий момент на 30%, при постоянном контактном давлении (соответствующем максимально рекомендованному в литературе 28000 кгс/см²).

В ы в о д ы

1. Рассмотренная методика позволяет учесть влияние зазоров на распределение нагрузок в подшипнике при прочностном расчете шарнира карданного вала.

2. Предложены зависимости для определения максимальной нагрузки, угла зоны нагружения шипа и количества тел качения, находящихся в нагруженной зоне при любом интервале зазоров в шарнире карданного вала.

О.Я. Заславский

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПАРЫ ВАЛ—ИГОЛЬЧАТЫЙ ПОДШИПНИК БЕЗ ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА

Прочностные расчеты подшипниковых узлов в основном сводятся к определению двух величин: а) контактного давления; б) контактной деформации соприкасающихся деталей.

Одним из главных показателей работоспособности подшипника является величина контактного давления. Общеизвестны решения контактных задач для множества вариантов соприкосновения сферических, цилиндрических и плоских тел.

Для случая сжатия двух цилиндров различной длины с параллельными осями имеются зависимости, позволяющие определить величины контактных давлений и деформаций как по ширине, так и по длине контактной площадки. Однако во всех этих решениях не учитывается конфигурация торцевых частей цилиндров и ее влияние на изменение контактного давления по длине контактной площадки.

Поэтому, принимая за основу решение плоской контактной задачи "О давлении жесткого штампа на упругую полуплоскость", детально разработанное И.Я. Штаерманом, попытаемся определить влияние конфигурации торцевой части иглы на распределение давления вдоль контактной площадки в паре вал—игла (шип крестовины карданного вала—игла игольчатого подшипника).

Величина контактного давления в любой точке вдоль линии контакта определяется выражением

$$p = \frac{A a}{\pi^2 (\nu_1 + \nu_2) \sin \varphi_0} \left[(\pi - 2\varphi_0) \cos \varphi + \sin \varphi \ln \times \right. \\ \left. \times \left| \frac{\sin(\varphi + \varphi_0)}{\sin(\varphi - \varphi_0)} \right| + \sin \varphi_0 \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\varphi + \varphi_0}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi - \varphi_0}{2} \right| \right], \quad (1)$$

$$\text{где} \quad A = \frac{2\pi P (\nu_1 + \nu_2) \sin^2 \varphi_0}{(\pi - 2\varphi_0 - \sin 2\varphi_0) a^2}, \quad (2)$$

p — контактное давление в любой точке вдоль линии контакта

$P = \frac{P_{\max}}{2c}$; P_{\max} — максимальная нагрузка на иглу подшип-

ника; c — полуширина контактной площадки; $a = \frac{l}{2}$ — половина длины контактной линии до деформации; l — рабочая

длина иглы; $-\frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$; $\sin \varphi_0 = \frac{a}{b}$; b — половина длины контактной площадки после деформации; $v_1 = v_2 = v_3 = \frac{2}{\pi E} (1-\mu)^2$; μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости.

С другой стороны A — кривизна профиля иглы в точке перехода от цилиндра к конусу:

$$A = \frac{1}{r} \quad (3)$$

Очевидно, что с ростом A увеличивается контактное давление и деформация.

Исходя из этого, нами аналитически исследовано влияние конфигурации торцевой части иглы подшипника карданного шарнира на распределение контактного давления вдоль линии контакта для случаев, когда торцевая часть: а) усеченный конус; б) сферический сегмент; в) полусфера; г) эллипсоид, переходящий в усеченный конус.

Установлено, что наиболее целесообразной конфигурацией торцевой части иглы является эллипсоид, переходящий в конус, причем дуга перехода от образующей цилиндра к образующей конуса должна иметь минимальную кривизну.

Однако, учитывая конечную длину иглы и необходимые монтажные размеры конической части, получим максимально возможный радиус дуги перехода цилиндра к конусу:

$$r = \frac{d \left[\left(\frac{l_u}{2} - m \right) - \frac{1}{2} \right]^2}{2 v_0 (d - v_0)} \quad (4)$$

или

$$r = \frac{\left[\left(\frac{l_n}{2} - m \right) - \frac{1}{2} \right]^2 + v_0^2}{2 v_0} \quad (5)$$

где d — диаметр иглы; v_0 — сближение недеформированных точек иглы и шипа крестовины; m — необходимая длина конической части иглы для монтажа в подшипнике; l_n — полная длина иглы; l — рабочая длина иглы.

Иными словами, оптимальной конфигурацией контактирующих тел является такая конфигурация, когда в любой точке контак-

та поверхность одного тела является касательной к поверхности другого. Исходя из этих соображений, рассмотрим контакт торца иглы с доньшком игольчатого подшипника.

Ввиду наличия в паре подшипник—шип диаметрального и межигольного зазоров игла при работе поворачивается относительно оси шипа на некоторый угол. Разлагая суммарную окружную силу, действующую на наклоненную относительно оси шипа иглу, на составляющие, нетрудно предположить наличие осевой силы, прижимающей иглу к торцу подшипника.

В этом случае тела контактируют в одной точке. Учитывая, что радиус перехода образующей конуса в торец весьма мал, следует ожидать высоких контактных давлений в точке перехода. Во избежание этого необходимо торец иглы выполнять сферическим.

Таким образом, обобщая все изложенное, приходим к выводу, что оптимальная, с точки зрения контактных давлений, торцевая часть иглы должна состоять из плавно сопрягающихся друг с другом поверхностей: а) эллипсоида, б) конуса, в) сферического сегмента.

В соответствии с изложенным выше был произведен цифровой расчет для карданного шарнира типоразмера КрА3. Подсчитаны контактные давления для любой точки вдоль линии силового контакта иглы и шипа крестовины при различных радиусах перехода от цилиндра к конусу. Цифровые расчеты выполнены на ЭЦВМ "НАИРИ-2", для чего составлена соответствующая программа.

Анализ результатов цифрового расчета показал, что изменение радиуса перехода от цилиндра к конусу с 0,5 мм до 3 мм при передаче карданным валом крутящего момента $M=600$ кгс·м снижает контактные давления на крайних точках цилиндрической части максимально нагруженной иглы почти на 20%.

В заключение необходимо отметить, что в процессе эксплуатации игла подшипника принимает форму, достаточно точно соответствующую найденной аналитически.

В ы в о д ы

1. На основе известного решения плоской контактной задачи разработана методика расчета контактных давлений в подшипниках карданных шарниров.

2. Аналитически определена оптимальная конфигурация иглы карданного подшипника.

К ВОПРОСУ ОБ ИССЛЕДОВАНИИ БОКОВОГО УВОДА ТРАКТОРНЫХ ШИН

В связи с повышением рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов возникла необходимость учитывать многие новые факторы, влияющие на устойчивость и управляемость тракторов. Устойчивость трактора — важный показатель его качеств, определяющий не только безопасность, но в ряде случаев и производительность работы.

К числу таких факторов следует отнести инерционные силы, перпендикулярные оси симметрии трактора и вызывающие боковой увод шин. Кроме того, давление в шинах скоростных тракторов понижено, а это вызывает увеличение их боковой эластичности, что также способствует возникновению бокового увода.

В настоящее время трактор большую часть своего времени (до 70%) используется на транспортных работах в агрегате с одним или несколькими прицепами. При движении тракторного поезда на повороте возникают значительные боковые силы, вызывающие боковой увод шин.

Спротивляемость шины уводу оценивается коэффициентом K , который характеризуется отношением силы, вызывающей боковой увод, к углу поворота колеса, вызванному этой силой. От величины этого коэффициента зависит характер траекторий машин при рабочем ходе и на повороте, а также запас их устойчивости против заноса и опрокидывания.

В настоящее время исчерпывающих данных по характеристикам тракторных шин, касающихся бокового увода, недостаточно, отсутствуют также данные по сравнению дорожных и стендовых испытаний. Существующие установки для определения коэффициентов сопротивления шин боковому уводу недостаточно полно воспроизводят условия работы пневматической шины при эксплуатации трактора. Универсальной же установки, позволяющей проводить дорожно-полевые испытания в трех режимах движения: ведомом, ведущем и тормозном, — нет.

Разработанная авторами установка позволяет определять коэффициенты сопротивления шин боковому уводу в реальных условиях эксплуатации.

Экспериментальная установка (рис. 1) представляет собой устройство, удерживающее испытываемое колесо с пневматической шиной при качении по дорожной поверхности с различ-

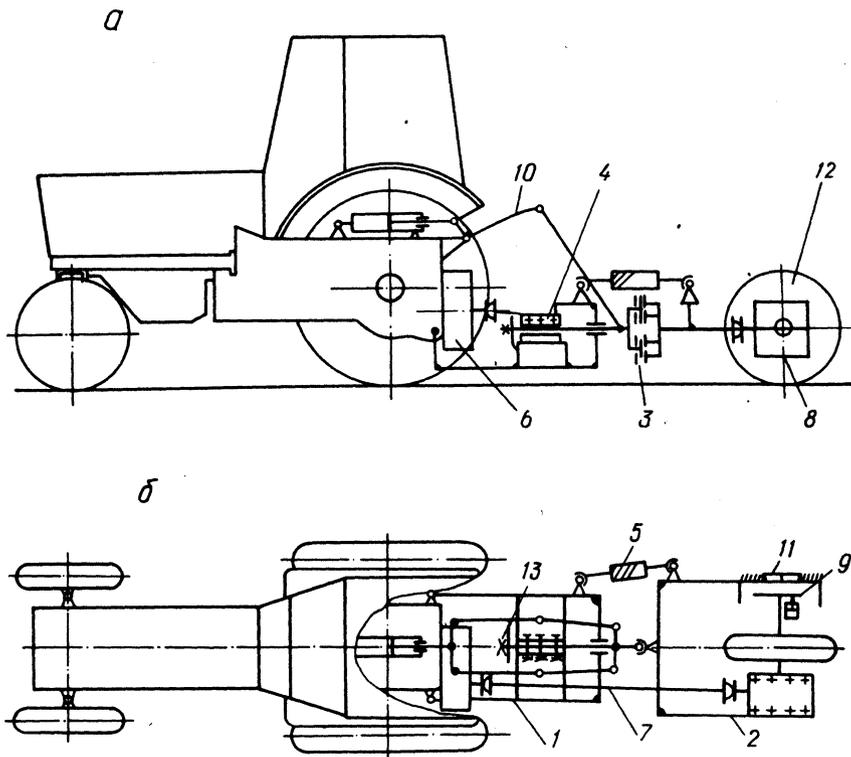


Рис. 1. Установка для определения коэффициентов сопротивления боковому уводу тракторных шин:

1—передняя секция; 2—задняя секция; 3—шарнир; 4— хомут; 5—червячный механизм; 6—понижающий редуктор; 7— карданная передача; 8—приводной редуктор; 9—тормоз; 10 — гидронавесная система трактора-тягача; 11—тензоузел; 12—испытываемое колесо; 13— гайка.

ными углами увода и развала и имеет три режима движения: ведущий, ведомый и тормозной.

Объектом испытания являются шины трактора класса 1,4 тс: 7,50-20; 8,00-20; 11,00-20; 12-38; 15-30; 15,5-38 и прицепа 2ПТС-4. В качестве трактора-тягача используется трактор класса 1,4 тс.

Установка состоит из рамы с механизмом для задания углов увода и развала и привода к оси колеса в ведущем режиме.

Рама состоит из передней 1 и задней 2 секций. Передняя секция крепится к корпусу заднего моста трактора и имеет только одну степень свободы (в вертикальной плоскости). Задняя секция с помощью специального шарнира 3 соединяется с передней секцией. На задней секции установлена ось с испытываемым колесом 12. Установка колеса с различными углами увода и развала обеспечивается поворотом задней секции относительно передней. Установка и фиксация колеса с углом увода производится с помощью червячного механизма 5 специальной конструкции. Фиксация колеса с углом развала осуществляется при помощи хомута 4 и стяжной гайки 13.

Привод в ведущем режиме осуществляется от синхронного вала отбора мощности трактора - тягача. Крутящий момент передается через понижающий редуктор 6, который крепится к корпусу заднего моста трактора, далее через карданную передачу 7 и приводной конический редуктор 8 ступице испытываемого колеса 12. Каждому типоразмеру шин соответствует свой понижающий редуктор 6.

Тормозной режим обеспечивается установкой многодискового тормоза 9, работающего в масле. Управление тормозом осуществляется при помощи гидросистемы трактора-тягача.

В ведомом режиме установка буксируется трактором-тягачом. При этом карданная передача 7 снимается.

Вертикальная нагрузка на колесо осуществляется посредством гидронавесной системы 10 трактора-тягача, работающей в режиме ГСВ. При этом полости гидроцилиндра заменены местами, путем перестановки шлангов. С помощью той же системы производится перевод установки в транспортное положение.

Для построения экспериментальных характеристик бокового увода шин в процессе испытаний замеряется ряд параметров. Боковые силы, действующие на колесо, замеряются с помощью специального тензоузла 11, который монтируется на задней секции рамы и связан с осью испытываемого колеса. Тормозной и крутящий моменты замеряются при помощи тензодатчиков, наклеенных на ступицу колеса. Замер вертикальной нагрузки производится с помощью датчика давления, установленного в гидросистеме трактора-тягача и протарированного по величине вертикальной силы.

С помощью данной установки возможно определение и других характеристик шин, таких, как деформации шин, буксова - ние. При этом применяется соответствующая аппаратура и приборы.

2-ПТС-4 при различной нагрузке и с различным коэффициентом сцепления колеса с дорогой ψ . На осях прицепа устанавливаются однотипные равные по силе тормозные механизмы. Привод тормозов прицепа пневматический. На рис. 1 представлена схема сил, действующих на прицеп в процессе торможения. Максимально возможные по сцеплению тормозные моменты на осях прицепа определяются из выражения

$$M_1 = \frac{G_{\text{п}} + G_{\text{гр}}}{L_{\text{п}}} \psi (l_2 + \psi h_{\text{дт}}) r_{\text{п}} \left(1 - \frac{G_{\text{п}} + G_{\text{гр}}}{2C_1}\right); \quad (1)$$

$$M_2 = \frac{G_{\text{п}} + G_{\text{гр}}}{L_{\text{п}}} \psi (l_1 - \psi h_{\text{дт}}) r_{\text{п}} \left(1 - \frac{G_{\text{п}} + G_{\text{гр}}}{2C_1}\right),$$

где $G_{\text{п}}$ и $G_{\text{гр}}$ -- вес прицепа и груза; l -- база прицепа; l_1, l_2 -- расстояние от центра тяжести до осей прицепа в продольной плоскости; ψ -- коэффициент сцепления; $h_{\text{дт}}$ -- высота центра тяжести прицепа; $r_{\text{п}}$ -- радиус колеса прицепа; C_1 -- радиальная жесткость шины прицепа.

Распределение тормозных моментов по осям тракторного поезда в значительной степени зависит от загрузки прицепа, а следовательно, от положения высоты центра тяжести. Высоту центра тяжести для любой загрузки прицепа находим из выражения

$$h_{\text{дт}} = \frac{G_{\text{п}} \left(h_{\text{п}} - \frac{G_{\text{гр}}}{c_{\text{пр}}}\right) + G_{\text{гр}} \left(h_{\text{пл}} - \frac{G_{\text{гр}}}{c_{\text{пр}}} + \frac{G_{\text{гр}}}{2\gamma_{\text{аб}}}\right)}{G_{\text{п}} + G_{\text{гр}}},$$

где $h_{\text{п}}$ -- высота центра тяжести порожнего прицепа; $h_{\text{пл}}$ -- высота платформы кузова от земли в негруженном состоянии; γ -- удельный вес груза; a, b -- ширина и длина кузова; $C_{\text{пр}} = \frac{4C_1 C_2}{C_1 + C_2}$ -- приведенная жесткость

подвески и шин прицепа; C_2 — жесткость рессоры прицепа.

Подставляя значения $h_{дт}$ в уравнение тормозных моментов (1), получим:

$$M_1 = \frac{\varphi r_{п}}{L_{п}} \left(1 - \frac{G_{п} + G_{гп}}{2C_1}\right) \left[(G_{п} + G_{гп}) l_2 + \varphi G_{п} \left(h_{п} - \frac{G_{гп}}{C_{пр}} \right) + \varphi G_{гп} \left(h_{пм} - \frac{G_{гп}}{C_{пр}} + \frac{G_{гп}}{2\gamma_{аб}} \right) \right];$$

$$M_2 = \frac{\varphi r_{п}}{L_{п}} \left(1 - \frac{G_{гп} + G_{п}}{2C_1}\right) \left[(G_{п} + G_{гп}) l_1 - \varphi G_{п} \left(h_{п} - \frac{G_{гп}}{C_{пр}} \right) - \varphi G_{гп} \left(h_{пм} - \frac{G_{гп}}{C_{пр}} + \frac{G_{гп}}{2\gamma_{аб}} \right) \right].$$

Для трактора это уравнение значительно упростится, так как трактор не является грузонесущей машиной и будет иметь вид

$$M_3 = \frac{G_{т} \varphi r_{т2}}{L_{т}} \left(1 - \frac{G_{т}}{2C_3}\right) (l_3 - \varphi h_{т}),$$

где $G_{т}$ — вес трактора; $L_{т}$ — база трактора; $r_{т2}$ — радиус заднего колеса трактора; l_3 — расстояние от центра тяжести до передней оси трактора в продольной плоскости; $h_{т}$ — высота центра тяжести трактора.

Так как вес трактора, высота центра тяжести, база, расстояние от центра тяжести до осей в продольной плоскости трактора постоянны, то тормозной момент на колесах трактора МТЗ-80 практически зависит только от субъективных качеств тракториста. Поэтому он должен быть ограничен максималь-

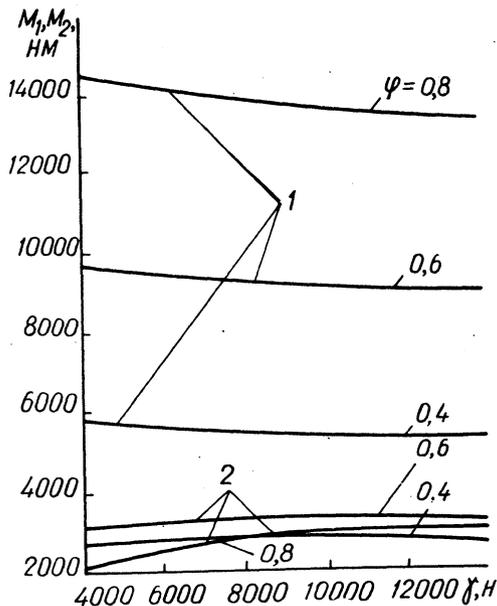


Рис. 2. Диаграмма влияния изменения удельного веса при максимальной загрузке прицепа на тормозные моменты передней и задней осей:

1—изменение тормозного момента на передней оси;
2— то же на задней оси.

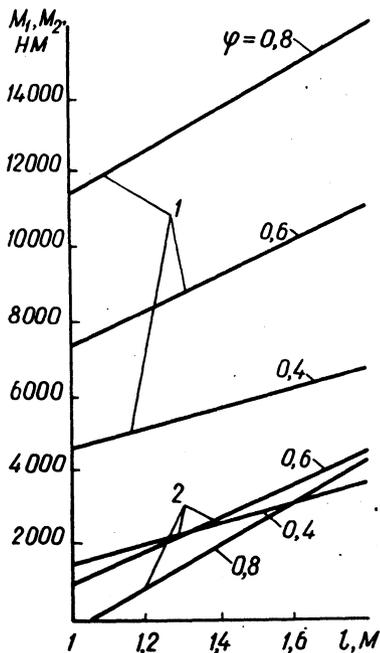


Рис. 3. Диаграмма влияния смещения центра тяжести в продольной плоскости прицепа на тормозные моменты передней и задней осей:

1—изменение тормозного момента на передней оси; 2— то же на задней оси.

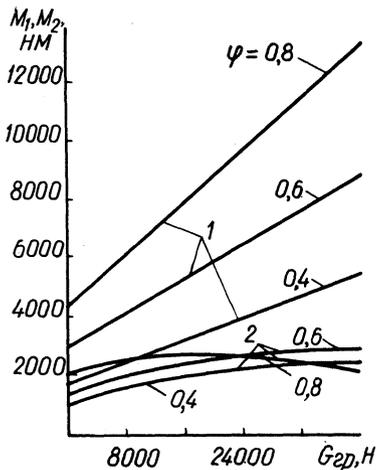


Рис. 4. Диаграмма влияния весовой нагрузки прицепа на тормозные моменты передней и задней осей:

1—изменение тормозного момента на передней оси;
2— то же на задней оси.

ным сцепным весом, приходящимся на задние колеса трактора для того, чтобы колеса тормозились на пределе блокировки.

Для прицепа 2-ПТС-4 был произведен расчет на ЦВМ. На рис. 2, 3, 4 приведены диаграммы зависимостей тормозных моментов на передней и задней осях прицепа от изменения удельного веса груза, смещения центра тяжести в продольной плоскости и весовой нагрузки. Изменение удельного веса груза и смещение центра тяжести в продольной плоскости не оказывает значительного влияния на перераспределение тормозных моментов.

Более существенно влияет изменение весовой нагрузки. Поэтому чтобы эффективные тормозные моменты на осях прицепа были достаточными, необходимо наличие торможения прицепа с интенсивностью, соответствующей нагрузке на затормаживаемые колеса. На диаграмме (рис. 4) видно, что на передней оси изменение тормозного момента от нагрузки значительно. Это предполагает применение регуляторов тормозных моментов в зависимости от нагрузки, определяемой изменением прогиба рессоры, так как рессора имеет прямолинейную характеристику. Применение регуляторов тормозных моментов позволяет обеспечить торможение на грани блокировки колес. Они повышают правильность распределения тормозных моментов между осями при относительно небольших затратах. На задней оси прицепа изменение тормозного момента от нагрузки незначительно. Поэтому его можно ограничить 220 кгн.

В.А. Ким

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ЕГО ДВИЖЕНИЯ ПО ТРАЕКТОРИИ

В данной работе получены уравнения, описывающие движение тракторного поезда в составе колесного трактора, одноосного прицепа и прицепа в предположении, что кузова данных систем, дышла сцепки абсолютно жесткие.

Введены относительные координаты ξ, η и ξ', η' , которые позволяют исследовать поведение механической системы с учетом зазора в сцепном устройстве.

Движение заданной механической системы характеризует десять обобщенных координат $x_c, y_c, \varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \xi, \eta, \xi', \eta'$.

Для вывода уравнений воспользуемся уравнениями Лагранжа 2-го рода.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i,$$

где \dot{q}_i — обобщенные скорости; $i = (1, 2, \dots, 10)$; q_i — обобщенная координата; Q_i — обобщенные силы; T — кинетическая энергия; Π — потенциальная энергия.

Если же коэффициенты встречаются с единичными номерами и обозначениями в других уравнениях, то эти коэффициенты равны.

Причем приведенная масса трактора учитывает инерционные характеристики задних колес, их буксование и геометрические параметры шин.

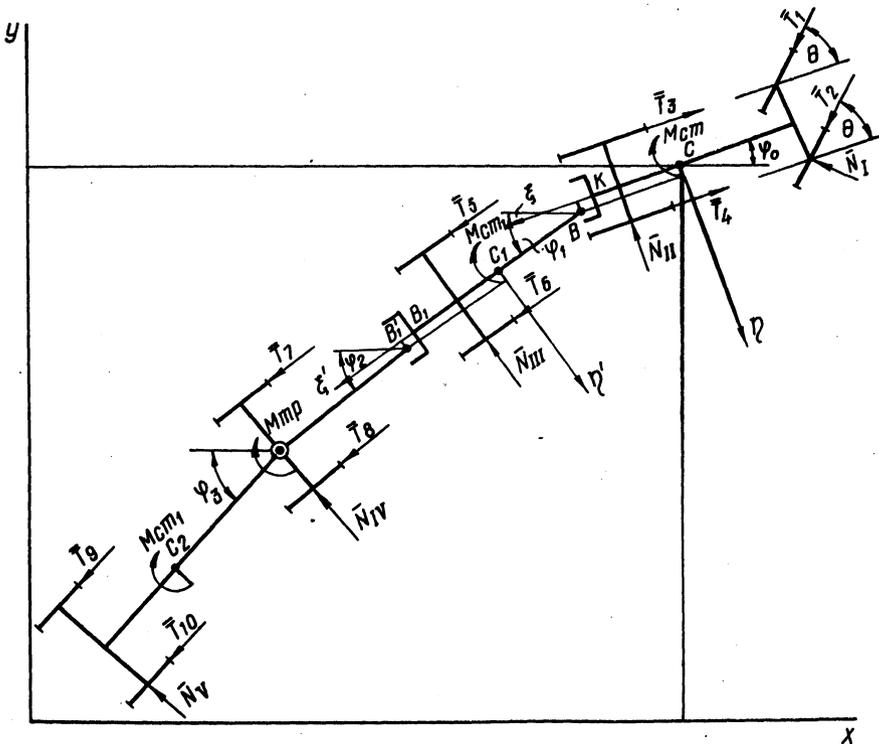


Рис. 1. Расчетная схема поезда.

Обозначение сил, геометрических параметров и обобщенных координат дано на рис. 1. Выражения обобщенных сил выпишем отдельно.

$$Q_{\varphi_0} = \left[\pm P_1 \sin(\theta + \operatorname{arctg} A \sin \omega t - \alpha_1) \pm P_1^* \sin(\theta + \operatorname{arctg} A \times \sin \omega t + \alpha_1) + N_I \cos(\theta + \operatorname{arctg} A \sin \omega t - \alpha_1) + N_1^* \cos(\theta + \operatorname{arctg} A \sin \omega t + \alpha_1) \right] z_1 - N_{II} \sin \alpha_2 z_2 + T_3 a_1 \sin(\varphi_0 - \varphi_1) - N_3 \cos(\varphi_0 - \varphi_1) + T_4 a_1 \sin(\varphi_0 - \varphi_2) - N_{IV} a_1 \cos(\varphi_0 - \varphi_2) + T_5 a_1 \sin(\varphi_0 - \varphi_3) - N_V a_1 \cos(\varphi_0 - \varphi_3) \pm \sum_1^3 M_{CTn};$$

$$Q_{\varphi_1} = T_3 z_3 \sin \alpha_3 - N_{III} z_3 \cos \alpha_3 + T_4 a_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) - N_{IV} a_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - T_5 a_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_1) - N_V a_2 \cos(\varphi_3 - \varphi_1) \pm \sum_1^2 M_{CTn-1};$$

$$Q_{\varphi_2} = T_4 z_4 \sin \alpha_4 - N_{IV} z_4 \cos \alpha_4 + T_5 a_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3) - N_V a_3 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) \pm M_{CT1};$$

$$Q_{\varphi_3} = T_5 z_5 \sin \alpha_5 - N_V z_5 \cos \alpha_5 - |M_{TP}| \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + M_{CT1};$$

$$Q_{x_c} = \pm T_1 \cos(\theta + \operatorname{arctg} A \sin \omega t + \varphi_0) + N_I \sin(\theta + \operatorname{arctg} A \times \sin \omega t + \varphi_0) + T_2 \cos \varphi_2 - N_{II} \sin \varphi_0 - T_3 \cos \varphi_1 - N_3 \sin \varphi_1 - N_V \sin \varphi_2 - T_4 \cos \varphi_2 - T_5 \cos \varphi_3 - N_V \sin \varphi_3;$$

$$Q_{y_c} = \pm T_1 \sin(\theta + \operatorname{arctg} A \sin \omega t + \varphi_0) + N_I \cos(\theta + \operatorname{arctg} A \times \sin \omega t + \varphi_0) + T_2 \sin \varphi_2 - N_{II} \cos \varphi_0 - T_3 \sin \varphi_1 - N_3 \cos \varphi_1 - N_V \cos \varphi_2 - T_4 \sin \varphi_2 - T_5 \sin \varphi_3 - N_V \cos \varphi_3;$$

$$\begin{aligned}
& x \sin \omega t + \varphi_0) + T_2 \sin \varphi_2 - N_{III} \cos \varphi_0 - T_3 \sin \varphi_1 - N_{III} \cos \varphi_1 - \\
& - N_{IV} \cos \varphi_2 - T_4 \sin \varphi_2 - T_5 \sin \varphi_3 - N_{IV} \cos \varphi_3; \\
Q_{\xi} &= T_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_0) + N_{III} \sin(\varphi_1 - \varphi_0) + T_4 \cos(\varphi_2 - \varphi_0) + \\
& + T_5 \cos(\varphi_3 - \varphi_0) - N_{IV} \sin(\varphi_3 - \varphi_0); \\
Q_{\eta} &= T_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_0) - N_{III} \cos(\varphi_1 - \varphi_0) + T_4 \sin(\varphi_2 - \varphi_0) - \\
& N_{IV} \cos(\varphi_2 - \varphi_0) + T_5 \sin(\varphi_3 - \varphi_0) - N_{IV} \cos(\varphi_3 - \varphi_0); \\
Q_{\xi_1} &= T_4 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) + N_{IV} \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + T_5 \cos(\varphi_3 - \varphi_1) + \\
& + N_{IV} \sin(\varphi_2 - \varphi_1); \\
Q_{\eta_1} &= T_4 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) - N_{IV} \cos(\varphi_2 - \varphi_1) + T_5 \sin(\varphi_3 - \varphi_1) - \\
& - N_{IV} \cos(\varphi_3 - \varphi_1),
\end{aligned}$$

где $M_{ст}$ -- стабилизирующий момент; θ -- угол поворота управляемых колес.

Выпишем отдельно все члены, входящие в уравнения, за исключением членов, которые содержат обобщенные координаты относительно вторых производных, и обозначим их A_j , где $j = (1, 2, \dots, 10)$.

$$1) \beta_{12} \dot{\varphi}_0^2 \cos \varphi_0 + \beta_{13} \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1 + \beta_{12} \xi_{B_1} \dot{\varphi}_0 + \beta_{14} \xi_{B_1} \ddot{\varphi}_0 \sin \varphi_0 + \\
+ \beta_{15} \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + \beta_{16} \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 = A_1;$$

$$2) -\beta_{12} \dot{\varphi}_0^2 \sin \varphi_0 + \beta_{13} \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1 - \beta_{12} \eta_{B_1} \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0 - \beta_{14} \eta_{B_1} \ddot{\varphi}_0 \sin \varphi_0 + \\
+ \beta_{15} \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 + \beta_{16} \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 = A_2;$$

$$\begin{aligned}
3) & -\beta_{32} \dot{\xi}_{B'} \dot{x}_c \sin \varphi_0 - \beta_{35} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_0 \sin \varphi_1 + 0,5 \beta_{32} \dot{\xi}_{B'}^2 x \\
& \times \sin 2 \varphi_0 + 0,5 \beta_{14} \dot{\xi}_{B'} \dot{\xi}_{B_1'} \sin 2 \varphi_0 - \beta_{36} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_0 \sin \varphi_1 - \\
& - \beta_{37} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_0 \sin \varphi_3 + 0,5 \dot{\varphi}_0^2 \sin 2 \varphi_0 + \beta_{33} \dot{\xi}_{B_1'} \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_0 \\
& \times \sin \varphi_2 + \beta_{310} \dot{\varphi}_2^2 \sin(\varphi_0 - \varphi_2) + \beta_{311} \dot{\varphi}_3^2 \sin(\varphi_0 - \varphi_3) + \beta_{32} \dot{\eta}_{B'} x \\
& \times \dot{y}_c \cos \varphi_0 - \beta_{35} \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_0 \cos \varphi_1 - 0,5 \beta_{32} \dot{\eta}_{B'} \sin 2 \varphi_0 - \\
& - \beta_{14} \dot{\eta}_{B'} \dot{\eta}_{B_1'} \cos \varphi_0 \sin \varphi_2 - \beta_{36} \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_0 \cos \varphi_2 - \beta_{37} x \\
& \times \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_0 \cos \varphi_3 - \beta_{33} \dot{\eta}_{B_1'} \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 = A_3 ;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
4) & \dot{\varphi}_0 (\beta_{42} + \beta_{46}) \sin(\varphi_1 - \varphi_0) + \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_0 (\beta_{41} + \beta_{45}) \cos \varphi_1 \cos \varphi_0 + \\
& + \beta_{45} \dot{\eta}_{B_1'} \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 + \beta_{45} \dot{\xi}_{B_1'} \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \sin \varphi_1 + \beta_{48} x \\
& \times \dot{\varphi}_2^2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_{49} \dot{\varphi}_3^2 \sin(\varphi_3 - \varphi_1) + \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_0 (\beta_{45} + \beta_{41}) \sin \varphi_1 x \\
& \sin \varphi_0 = A_4 ;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
5) & \beta_{52} \dot{\varphi}_0^2 \sin(\varphi_2 - \varphi_0) + \beta_{53} \dot{\varphi}_1^2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_0 (\beta_{51} - \beta_{57}) x \\
& \times \sin \varphi_0 \sin \varphi_2 + \beta_{56} \dot{\varphi}_3^2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - \beta_{57} \dot{\xi}_{B_1'} \dot{x}_c \sin \varphi_2 + \beta_{57} x \\
& \times \dot{\xi}_{B_1'} \dot{\xi}_{B'} \sin \varphi_2 \cos \varphi_0 + \beta_{57} \dot{\xi}_{B_1'} \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 - \beta_{59} \dot{\xi}_{B_1'} \dot{\varphi}_3 x \\
& \times \sin^2 \varphi_2 + \beta_{52} \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0 \cos \varphi_2 + \beta_{57} \dot{\eta}_{B_1'} \dot{y}_c \cos \varphi_2 - \beta_{58} x \\
& \times \dot{\eta}_{B_1'} \dot{\varphi}_1 \cos^2 \varphi_2 - \beta_{57} \dot{\eta}_{B_1'} \dot{\eta}_{B'} \sin \varphi_0 \cos \varphi_0 - \beta_{57} \dot{\eta}_{B_1'}^2 x \\
& \times \cos \varphi_2 \sin \varphi_2 - \beta_{59} \dot{\eta}_{B_1'} \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 \cos \varphi_2 = A_5 ;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
6) & \beta_{62} \dot{\varphi}_0^2 \sin(\varphi_3 - \varphi_0) + \beta_{63} \dot{\varphi}_1^2 \sin(\varphi_3 - \varphi_1) + \beta_{61} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_0 \sin \varphi_0 x \\
& \times \sin \varphi_3 - \beta_{56} \dot{\varphi}_2^2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - \beta_{64} \dot{\varphi}_3^2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{61} \dot{\eta}_{B'} x \\
& \times \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0 \cos \varphi_3 + \beta_{61} \dot{\eta}_{B_1'} \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 = A_6 ;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
7) & \beta_{14} \dot{\varphi}_0 \dot{x}_c \sin \varphi_0 + \beta_{57} \dot{\varphi}_1^2 \sin^2 \varphi_0 + \beta_{58} \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_0 \sin \varphi_1 - \\
& - \beta_{14} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_0 \cos 2 \varphi_0 - \beta_{14} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_0 \sin \varphi_0 \cos \varphi_2 + \beta_{51} \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_2^x \\
& \sin \varphi_2 \sin \varphi_0 + \beta_{59} \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_0 \sin \varphi_3 - \beta_{57} \dot{\varphi}_0^2 \cos^2 \varphi_0 - \beta_{53} \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_0 \cos \varphi_1 - \\
& - 0,5 \beta_{14} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_0 \sin 2 \varphi_0 - \beta_{14} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2^x \cos \varphi_0 - \beta_{51} \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_0 \cos \varphi_2 - \beta_{59} \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 \cos \varphi_0 = A_7; \\
8) & - \beta_{14} \dot{\varphi}_0 \dot{y}_c \cos \varphi_0 + \beta_{57} \dot{\varphi}_0^2 \cos 2 \varphi_0 + \beta_{58} \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_0^x \\
& \times \cos \varphi_1 + \beta_{14} \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_0 \sin(\varphi_2 - \varphi_0) + \beta_{51} \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_0 \cos \varphi_2 + \\
& + \beta_{14} \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_0 \sin 2 \varphi_0 + \beta_{59} \dot{\varphi}_0 \varphi_3 \cos \varphi_0 \cos \varphi_3 - \beta_{58} \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_0^x \\
& \times \sin \varphi_1 - \beta_{51} \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_0 \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_3^2 \beta_{59} \sin \varphi_3 \sin \varphi_0 = A_8; \\
9) & \beta_{14} \dot{\varphi}_2 \dot{x}_c \sin \varphi_2 + \beta_{57} \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_0 + \beta_{58} \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_2 \sin \varphi_1 - \beta_{14} \dot{\varphi}_2^x \\
& \times \dot{\xi}_{B'} \sin \varphi_2 \cos \varphi_0 - \beta_{14} \dot{\varphi}_2 \dot{\xi}_{B'} \sin 2 \varphi_2 - \beta_{51} \dot{\varphi}_2^2 \cos 2 \varphi_2 + \\
& + \beta_{59} \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \sin \varphi_3 - \beta_{57} \dot{\varphi}_0^2 \cos \varphi_0 \cos \varphi_2 - \beta_{14} \dot{\xi}_{B'} \dot{\varphi}_2^x \\
& \times \dot{\varphi}_0 \sin \varphi_0 \cos \varphi_2 - \beta_{59} \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 \cos \varphi_2 = A_9; \\
10) & - \beta_{14} \dot{\varphi}_2^2 \dot{y}_c \cos \varphi_2 + \beta_{57} \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 \cos \varphi_0 + \beta_{58} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2^x \\
& \times \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 + \beta_{14} \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_0 \cos \varphi_2 + \beta_{51} \dot{\varphi}_2^2 \cos 2 \varphi_2 + \\
& + \beta_{59} \dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \cos \varphi_3 - \beta_{57} \dot{\varphi}_0^2 \sin \varphi_0 \sin \varphi_2 - \beta_{58} \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \\
& + \beta_{14} \dot{\eta}_{B'} \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_0 \sin \varphi_2 - \beta_{59} \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3^x \sin \varphi_2 = A_{10};
\end{aligned}$$

Итак система уравнений, описывающих движение тракторного поезда, имеет вид:

- 1) $\beta_{11} \ddot{y}_c - \beta_{12} \ddot{\varphi}_0 \cos \varphi_0 - \beta_{13} \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_0 - \beta_{12} \ddot{\eta}_{B'} \sin \varphi_0 -$
 $-\beta_{14} \ddot{\eta}_{B'} \sin \varphi_2 - \beta_{15} \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - \beta_{16} \ddot{\varphi}_3 - A_2 = Q_{y_c};$
- 2) $\beta_{11} \ddot{x}_c + \beta_{12} \ddot{\varphi}_0 \sin \varphi_0 + \beta_{13} \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - \beta_{12} \ddot{\xi}_{B'} \cos \varphi_0 - \beta_{14} \ddot{\xi}_{B'} \cos \varphi_0 +$
 $\beta_{15} \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \beta_{15} \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 - A_1 = Q_{x_c};$
- 3) $\beta_{31} \ddot{x}_c + \ddot{\varphi}_0 (\beta_{31} + \beta_{39}) + \ddot{\varphi}_1 \beta_{38} \cos(\varphi_1 - \varphi_0) - 0,5 \beta_{34} \ddot{\xi}_{B'}^x$
 $\times \sin 2\varphi_0 - 0,5 \beta_{33} \ddot{\xi}_{B'} \sin 2\varphi_0 - \beta_{310} \ddot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_0) - \beta_{311} \ddot{x}$
 $\times \ddot{\varphi}_3 \cos(\varphi_0 - \varphi_3) - \beta_{34} \ddot{y}_c \cos \varphi_0 + 0,5 \beta_{34} \ddot{\eta}_{B'} \sin 2\varphi_0 - \beta_{33} \ddot{x}$
 $\times \ddot{\eta}_{B'} \cos \varphi_0 \sin \varphi_2 - A_3 = Q_{\varphi_0},$
- 4) $(\beta_{41} + \beta_{45}) \ddot{x}_c \sin \varphi_1 + \ddot{\varphi}_0 (\beta_{42} + \beta_{46}) \cos(\varphi_1 - \varphi_0) + \ddot{\varphi}_1 \times$
 $\times (\beta_{43} + \beta_{47}) - \ddot{\xi}_{B'} (\beta_{41} + \beta_{45}) \sin \varphi_1 \cos \varphi_0 + \ddot{\eta}_{B'} (\beta_{41} + \beta_{45}) \times$
 $\cos \varphi_1 \sin \varphi_0 + \beta_{45} \ddot{\eta}_{B'} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - \ddot{\xi}_{B'} \beta_{45} \cos \varphi_2 \sin \varphi_1 -$
 $-\beta_{48} \ddot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - \ddot{y}_c (\beta_{41} + \beta_{45}) \cos \varphi_1 - A_4 = Q_{\varphi_1};$
- 5) $\beta_{51} \ddot{x}_c \sin \varphi_2 + \beta_{52} \ddot{\varphi}_0 \cos(\varphi_2 - \varphi_0) + \beta_{53} \ddot{\varphi}_1 \cos(\varphi_2 - \varphi_0) -$
 $- 0,5 \beta_{51} \ddot{\xi}_{B'} \sin 2\varphi_2 + \beta_{55} \ddot{\varphi}_2 + \beta_{56} \ddot{\varphi}_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - \beta_{52} \ddot{x}$
 $\times \ddot{y}_c + \beta_{52} \ddot{\eta}_{B'} \sin \varphi_0 \cos \varphi_0 + \beta_{52} \ddot{\eta}_{B'} \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 - A_5 = Q_{\varphi_2};$
- 6) $\beta_{61} \ddot{x}_c \sin \varphi_3 + \beta_{61} \ddot{y}_c \cos \varphi_3 + \beta_{62} \ddot{\varphi}_0 \cos(\varphi_3 - \varphi_0) + \beta_{63} \ddot{x}$
 $\times \ddot{\varphi}_1 \cos(\varphi_3 - \varphi_1) - \ddot{\xi}_{B'} \cos \varphi_2 \sin \varphi_3 + \beta_{64} \ddot{\varphi}_3 + \beta_{56} \ddot{\varphi}_2 \cos(\varphi_3 -$
 $-\varphi_2) - \ddot{\eta}_{B'} \sin \varphi_0 \cos \varphi_3 + \beta_{61} \ddot{\eta}_{B'} \sin \varphi_2 \cos \varphi_3 - A_6 = Q_{\varphi_3};$

$$7) \beta_{14} \ddot{\xi}_{B_1} \cos^2 \varphi_0 - \beta_{14} \ddot{x}_c \cos \varphi_0 - 0,5 \beta_{57} \ddot{\varphi}_0 \sin 2 \varphi_0 - \beta_{53} x_1 \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 \cos \varphi_0 + \beta_{14} \ddot{\xi}_{B_1} \cos \varphi_2 \cos \varphi_0 - \beta_{51} \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 x_1 \sin \varphi_0 - \beta_{59} \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 \cos \varphi_0 - A_7 = Q_{\varphi_3};$$

$$8) \beta_{14} \ddot{\eta}_{B_1} \sin^2 \varphi_0 - \beta_{14} \ddot{y}_c \sin \varphi_0 + 0,5 \beta_{57} \ddot{\varphi}_0 \sin 2 \varphi_0 + \beta_{58} x_1 \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_0 \cos \varphi_1 + \beta_{51} \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \sin \varphi_0 + \beta_{59} \ddot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 x_1 \sin \varphi_0 + \beta_{14} \ddot{\eta}_{B_1} \sin \varphi_0 \sin \varphi_2 - A_8 = Q_{\eta_{B_1}};$$

$$9) \beta_{14} \ddot{\xi}_{B_1} \cos^2 \varphi_2 - \beta_{14} \ddot{x}_c \cos \varphi_2 - \beta_{57} \ddot{\varphi}_0 \sin \varphi_0 \cos \varphi_2 - \beta_{58} \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \beta_{51} \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 - \beta_{59} \ddot{\varphi}_3 x_1 \sin \varphi_3 \cos \varphi_2 + \beta_{14} \ddot{\xi}_{B_1} \cos \varphi_0 \cos \varphi_2 - A_9 = Q_{\xi_{B_1}};$$

$$10) \beta_{14} \ddot{\eta}_{B_1} \sin^2 \varphi_2 - \beta_{14} \ddot{y}_c \sin \varphi_2 + \beta_{58} \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + \beta_{14} \ddot{\eta}_{B_1} \sin \varphi_0 \sin \varphi_2 + \beta_{51} \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \sin \varphi_2 + \beta_{59} \ddot{\varphi}_3 x_1 \cos \varphi_3 \sin \varphi_2 - A_{10} = Q_{\eta_{B_1}};$$

где β_{ij} — коэффициенты, которые включают инерционные и геометрические характеристики поезда; i — порядковый номер уравнения; j_1 — порядковый номер коэффициентов уравнения.

Полученные уравнения составлены для произвольного случая движения, что позволяет изучать как прямолинейное, так и криволинейное движение с учетом зазора в сцепке, буксования ведущих колес. Величина к.п.д. буксования входит в величину приведенной массы трактора.

С помощью данных уравнений можно исследовать устойчивость движения тракторного поезда при возмущенном и при невозмущенном движении с учетом корректировки, производимой водителем, которая описывается математически (т.е. действие водителя на трактор) и входит в уравнение движения.

Варьируя значения геометрических параметров, можно выявить те размеры, которые наиболее благоприятны для устойчивости движения тракторного поезда по заданной траектории при заданных значениях параметров движения. При определении боковых составляющих реакций применяется теория бокового увода, что дает возможность изучить поведение поезда в процессе движения при наличии эластичных шин.

Л.В. Баргашевич, А.М. Расолько, К.И. Симоненко

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ И СТЕНДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ КОМБИНИРОВАННЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В связи с возрастанием требований к тормозным системам тракторных поездов ведутся конструкторско-исследовательские работы по созданию высокоэффективных и надежных узлов пневматического привода к тормозам прицепа. Эти работы позволяют обеспечить параметры тормозной системы тракторного поезда, соответствующие "Единым требованиям к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда", "Техническим требованиям к тормозной системе тракторных поездов" и требованиям ГОСТа 4364-67.

Эффективность пневматического привода тормозов тракторного поезда во многом определяется стабильностью давления сжатого воздуха в ресиверах, так как от этого зависит стабильность максимальных тормозных моментов на колесах прицепа. Надежность пневматического привода, долговечность его узлов зависит от содержания в системе влаги и масла.

Для поддержания давления в пневматической системе в оптимальных пределах и очистки сжатого воздуха от влаги и масла применяются комбинированные регуляторы давления, ко-

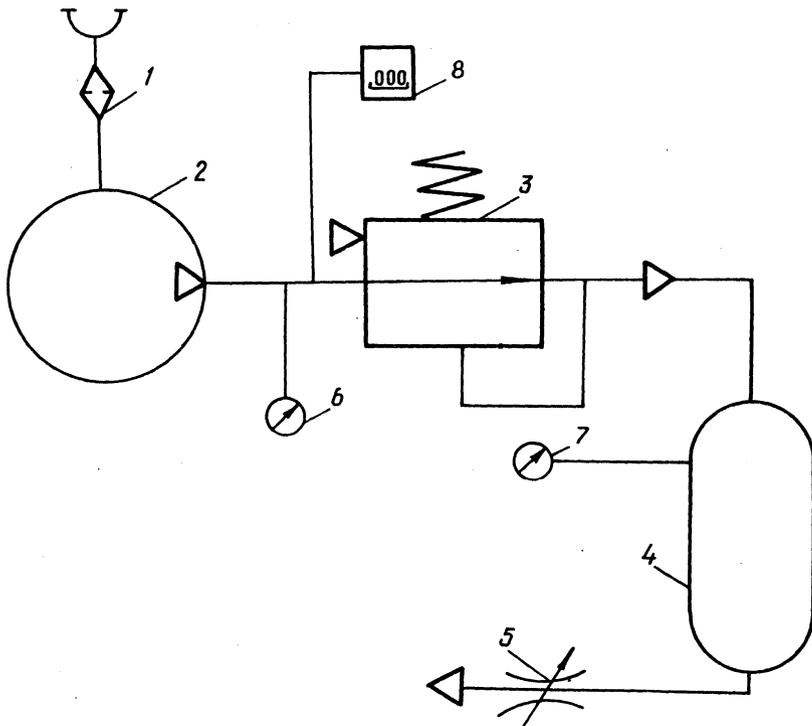


Рис. 1. Схема испытаний регулятора давления:
 1—фильтр; 2—компрессор; 3—испытываемый регулятор давления; 4—ресивер; 5—регулируемый дроссель; 6,7— манометры; 8— прибор, регистрирующий шиклы.

торые выполняют функции как регулятора давления, так и влагомаслоотделителя. При этом выброс скопившегося конденсата происходит автоматически в момент разгрузки компрессора.

Примером таких комбинированных регуляторов могут служить регулятор завода "Кишмотор" ВНР и др.

Создание высокоэффективных, надежных и долговечных узлов невозможно без всесторонних испытаний их как в лабораторных условиях, так и в условиях эксплуатации. Для получения достоверных результатов испытаний в лабораторных условиях необходимо разработать стендовое оборудование и методику испытаний, позволяющие наиболее полно приблизить условия и ре-

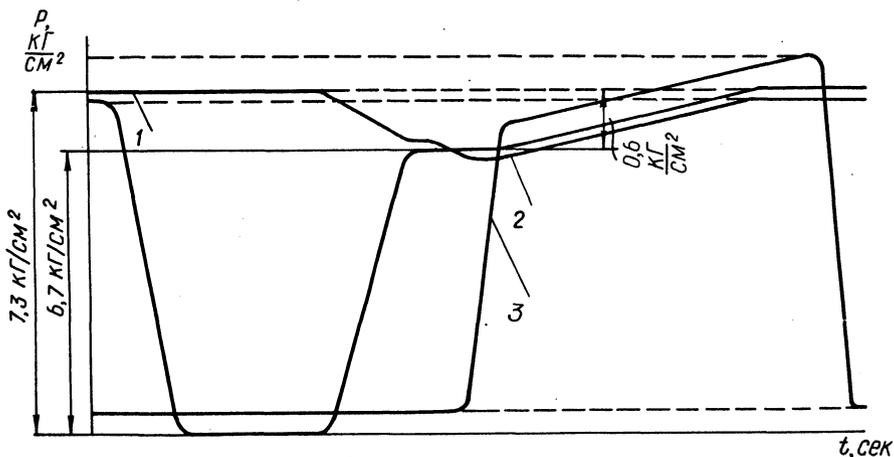


Рис. 2. Диаграмма торможения тракторного поезда:
 1—давление в баллоне; 2—давление в магистрали управления; 3—давление в магистральном патрубке компрессора.

жимы работы узла на стенде к условиям его работы в эксплуатации.

В условиях эксплуатации регулятор давления должен обеспечивать изменение давления в пневмосистеме в пределах $6,7\text{--}7,3 \text{ кг/см}^2$, установленных ГОСТом 4364-67.

Этот параметр можно снимать на установке (рис. 1), отмечая величину давления сжатого воздуха по манометру визуально.

Для определения объема ресурсных испытаний принимаем наиболее напряженный режим работы тракторного поезда. По данным НАТИ, такой режим имеет место в условиях движения на участках шоссе с подъемами и спусками. Интенсивность торможений при этом составляет 26,8 торможений в час. По данным эксплуатации колесных тракторов в народном хозяйстве, объем работ их на транспорте составил 2700 моточасов за время выработки моторесурса до капитального ремонта, т.е. 6000 моточасов. Тогда за весь период работы тракторного поезда на транспорте число торможений составит 72000.

Как следует из диаграммы торможения тракторного поезда (рис. 2), падение давления в ресивере при одном полном торможении составляет $0,6 \text{ кг/см}^2$, т.е. равно разности между верхним ($7,3 \text{ кг/см}^2$) и нижним ($6,7 \text{ кг/см}^2$) пределами давления в системе.

Приняв работу регулятора давления между двумя последовательными разгрузками компрессора за цикл, можно заключить, что только за счет торможений тракторного поезда регулятор осуществляет 72000 циклов работы. Кроме того, регулятор давления будет срабатывать за счет утечек сжатого воздуха из пневмосистемы при отсутствии расхода воздуха на торможения. Утечки в системе согласно ГОСТу 4364-67 должны составлять $0,5 \text{ кг/см}^2$ за 30 мин. Тогда при отсутствии расхода воздуха из системы на торможения за 2700 часов регулятор проработает примерно 5400 циклов. Таким образом, общее число циклов работы регулятора давления за 2700 мото-часов работы трактора на транспорте составит 77400 циклов.

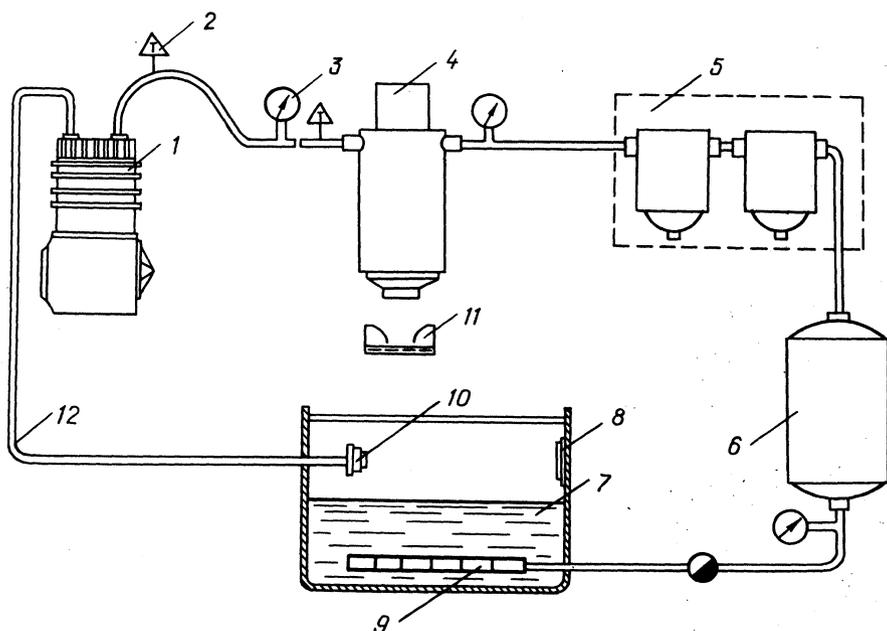


Рис. 3. Схема установки для испытания эффективности влагомаслоотделителя регулятора давления:
 1—компрессор; 2—термометр; 3—манометр; 4—испытываемый влагомаслоотделитель регулятора; 5—"ловушка"; 6—воздушный баллон; 7—резервуар с водой; 8—психрометр; 9—распылитель; 10—воздушный фильтр компрессора; 11—сосуд для сбора конденсата; 12—трубопровод.

При ресурсных испытаниях регулятора давления в целях сокращения времени испытаний принят режим учащенных нагрузок. Длительность цикла работы регулятора на стенде устанавливается в пределах 10—15 сек. за счет применения ресивера емкостью 3 л, а также создания искусственных утечек через регулируемый дроссель 5 (рис. 1). Общее число срабатываний регулятора давления на стенде фиксируется при помощи электроимпульсного счетчика и электроконтактного манометра 8.

Длительность ресурсных испытаний на стенде, таким образом, сокращается до 220 часов. Коэффициент форсирования при этом составит $K = \frac{6000}{220} \approx 27$.

Эффективность влагомаслоотделения фильтром регулятора определяется при помощи установки, приведенной на рис. 3. Для определения эффективности влагомаслоотделения на приведенной установке применяется метод "весовой концентрации". Компрессор подает воздух в систему через длинный трубопровод, в котором происходит охлаждение сжатого воздуха и конденсация водяных паров на входе в регулятор давления 4. Пройдя через влагомаслоотделитель регулятора, воздух попадает в "ловушку" 5, состоящую из последовательно соединенных влагомаслоотделителя В41-14 и фильтра МН 2732-61, имеющих общую эффективность очистки воздуха порядка 99,95%. В "ловушке" воздух оставляет влагу и механические частицы, не уловленные влагомаслоотделителем регулятора.

Качество влагомаслоотделения комбинированного регулятора давления оценивается следующими параметрами: 1) эффективностью очистки воздуха влагомаслоотделителем регулятора; 2) потерей давления на фильтре влагомаслоотделителя.

Эффективность очистки воздуха влагомаслоотделителем регулятора равна

$$\varepsilon = 100 - \frac{c_{\text{л}}}{c_{\text{вл}}} \% ,$$

где $c_{\text{вл}}$ — суммарный вес конденсата, уловленный испытуемым влагомаслоотделителем и ловушкой за определенное время работы; $c_{\text{л}}$ — вес конденсата, уловленного только ловушкой за это же время.

Потеря давления на влагомаслоотделителе регулятора определяется как разность давлений на входе и выходе регулятора: $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$.

Потери давления на обратном клапане регулятора при этом исключаются.

По предложенной методике были проведены ресурсные испытания комбинированных регуляторов давления МТЗ и завода "Кишмотор" ВНР. Эти испытания позволили в короткий срок выявить недостатки конструкции в части обеспечения стабильности пределов давления в системе в процессе длительной работы узлов, а также выявить детали, лимитирующие долговечность узла.

Параллельно проводились испытания комбинированных регуляторов давления непосредственно на тракторах в эксплуатации. Эти испытания дали результаты, аналогичные полученным в лабораторных условиях.

Г.П. Грибко, А.М. Расолько, Л.В. Барташевич

ИСПЫТАНИЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ ПРИЦЕПОВ

В хозяйствах страны используется большое количество тракторных прицепов, оборудованных гидравлическим приводом тормозов. Для обеспечения возможности агрегатирования с указанными прицепами в пневмосистеме тракторов МТЗ-80/82 предусмотрен пневматический переходник. Он представляет собой тормозную камеру автомобильного типа с седлом, в которое устанавливается выносной главный тормозной цилиндр гидропривода тормозов прицепов. При торможении шток пневмопереходника воздействует на поршень главного тормозного цилиндра и таким образом создается давление жидкости в гидроприводе. Пневмопереходник может работать на повышении давления или на падении. На рис. 1 показано два варианта подключения пневмопереходника в систему.

Для определения эффективности пневмогидравлического привода (рис. 1) были проведены лабораторные и дорожные испытания. В процессе лабораторных испытаний снимались статические и динамические характеристики привода. При дорожных испытаниях определялась эффективность торможения тракторного поезда.

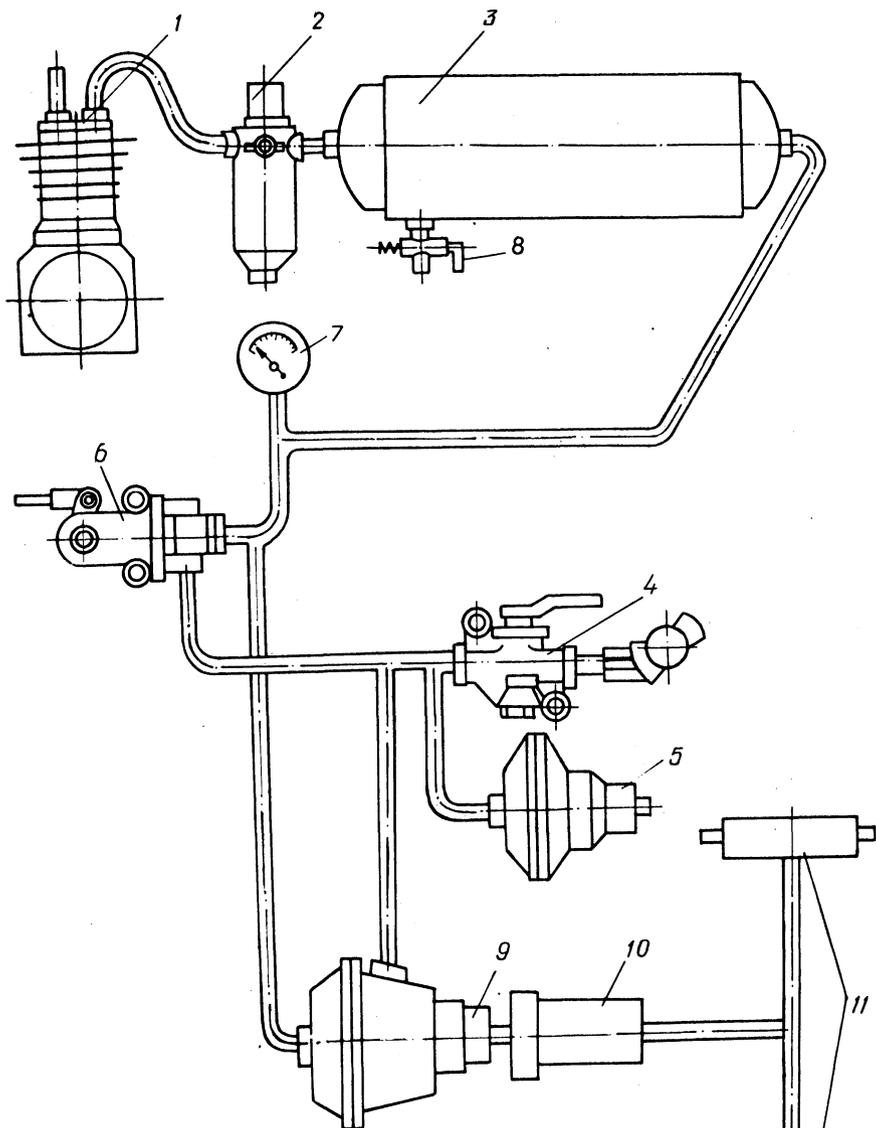


Рис.1.Схема пневмогидравлического привода тормозов прицепа:

1— компрессор; 2—регулятор давления; 3—воздушный баллон; 4—кран разобщительный; 5,9—пневматический переходник; 6—кран тормозной; 7—манометр; 8—кран слива конденсата; 10—главный тормозной цилиндр; 11—рабочие гидроцилиндры.

При снятии статических и динамических характеристик привода на стенде измерялись: перемещение педали тормоза; давление воздуха на выходе тормозного крана; давление жидкости в главном тормозном цилиндре и рабочих цилиндрах гидропривода; перемещение штока пневмопереходника. Измеряемые параметры регистрировались на ленту осциллографа.

Результаты лабораторных испытаний показывают, что при одной тормозной оси прицепа давление в гидроприводе тормозов составляет $100\text{--}110 \text{ кг/см}^2$, а при двух тормозных осях $60\text{--}65 \text{ кг/см}^2$. Основной причиной низкого давления жидкости в гидроприводе тормозов является недостаточный объем жидкости, вытесняемой поршнем главного тормозного цилиндра. Значительное влияние оказывает суммарная податливость гидропривода.

Привод с пневматическим переходником, работающим на повышение давления, обладает достаточно высоким быстродействием. Давление в рабочих тормозных цилиндрах достигает 95% максимального значения за 0,25 сек. от начала перемещения педали тормоза, что в два раза лучше, чем с переходником, работающим на падение давления.

Дорожные испытания трактора МТЗ-80 с прицепом модели 785А показали, что максимальное замедление составило $2,5 \text{ м/сек}^2$. Тормозной путь при начальной скорости торможения 30 км/час достигает 13 м. Время срабатывания привода тормозов прицепа больше времени срабатывания тормозов трактора. Поэтому в начальный период торможения в сцепке возникает пик усилий сжатия, затем величина усилия уменьшается, но до конца торможения сохраняются усилия, что свидетельствует о более низкой эффективности торможения прицепа по сравнению с трактором.

Низкая эффективность торможения тракторного поезда при агрегатировании трактора с прицепом модели 785А объясняется тем, что прицеп оборудован тормозами только на задней оси. К тому же происходит перераспределение веса прицепа по осям. В результате задняя ось прицепа разгружается и сцепной вес тормозящегося прицепа становится меньше статической нагрузки на ось. Высокое давление в гидроприводе тормозов прицепа приводит к тому, что задние колеса при торможении блокируются и происходит боковой занос прицепа. Сжимающие усилия в сцепке способствуют прогрессированию заноса.

Наряду с лабораторными и дорожными испытаниями пневмогидравлического привода тормозов прицепов проводились ресурсные испытания пневматического переходника с целью оп-

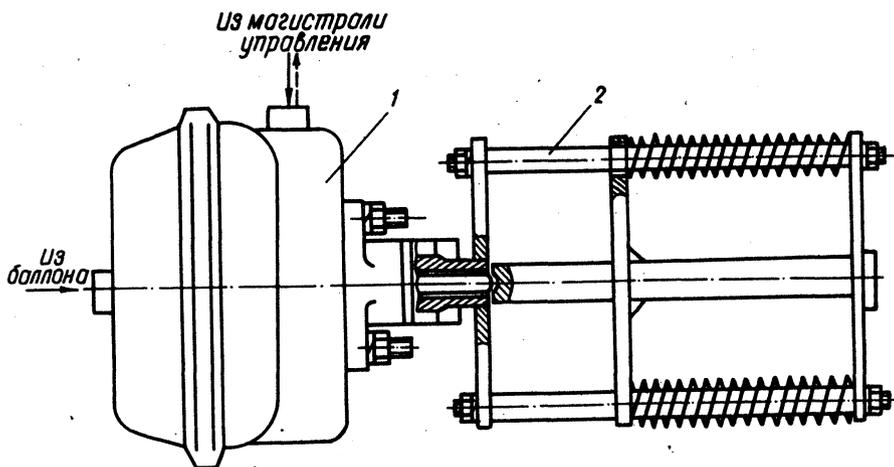


Рис. 2. Приспособление для износных испытаний пневматического переходника:

1—пневматический переходник; 2—нагрузочное устройство.

ределения его долговечности. Объем испытаний составил 72000 циклов, что соответствует работе узла на тракторе в течение 6000 моточасов. За цикл работы пневматического переходника принимался один двойной ход штока (втягивание — выталкивание) на максимальную величину. Длительность цикла составила 10—12 сек. Объем испытаний подсчитан исходя из того, что трактор 2700 моточасов работает на транспорте в агрегате с прицепами, оборудованными гидравлическим приводом тормозов. При этом принято, что тракторный поезд работает в наиболее трудных дорожных условиях для тормозной системы. Интенсивность торможения составляет 26,8 торможений в час (по данным НАТИ).

После каждых 20000 циклов снимались статические характеристики узла при давлении в ресивере $7,3 \text{ кг/см}^2$. Усилия на штоке пневматического переходника замерялись образцовым динамометром ДС-1 с пределами измерений 0—1000 кг. Нагрузка на шток создавалась при помощи пружинного нагрузочного устройства (рис. 2).

Усилие на штоке пневматического переходника в зависимости от хода штока до и после испытаний представлено на графике (рис. 3). Характеристика пневматического переходника в процессе работы практически не изменялась. Как видно из гра-

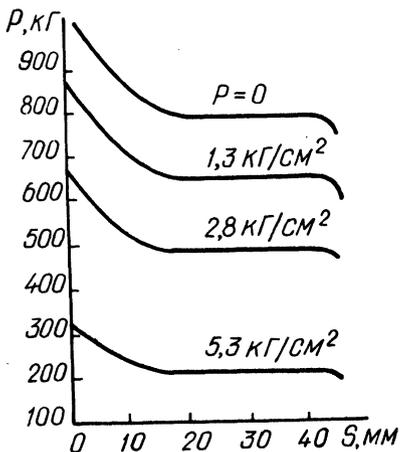


Рис. 3. График изменения усилия на штоке пневматического переходника в зависимости от хода штока:

P — усилие на штоке пневматического переходника;
 S — ход штока; p — давление в магистрали управления.

фиков, усилие на штоке снижается, затем при ходе штока $S = 20-43$ мм остается постоянным и опять уменьшается. Наиболее оптимальный режим работы пневмогидравлического привода тормозов прицепа будет при ходе штока $S = 20-43$ мм, так как на этом участке усилие, развиваемое пневмопереходником, не зависит от хода штока. До и после отработки на стенде 72000 циклов детали пневматического переходника микрометрировались. Износ деталей находился в пределах точности замера 0,01 мм.

В ы в о д ы

Быстродействие пневмогидравлического привода тормозов прицепов при работе пневматического переходника на повышение давления в два раза лучше, чем при работе на падение давления.

Объем жидкости, вытесняемый главным цилиндром, недостаточен для торможения прицепов, имеющих две тормозные оси.

Не обеспечивается замедление и тормозной путь согласно "Единым требованиям к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда", а также "Техническим требованиям к тормозной системе тракторных поездов".

Испытываемый пневматический переходник имеет долговечность не менее 6000 моточасов.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ МЕЖДУ МОСТАМИ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА

Распределение крутящих моментов между мостами полноприводного трактора в процессе его движения определяет прочностные возможности привода и тяговые качества трактора.

Рассмотрим, как распределяются крутящие моменты между мостами трактора 4 x 4 с блокированной межосевой связью при работе на деформируемой опорной поверхности. Схема сил и моментов, действующих на движущийся с кривой нагрузкой трактор, приведена на рис. 1.

Для анализа распределения крутящих моментов по осям воспользуемся приведенными радиусами качения мостов в ведомом режиме и приведенными коэффициентами тангенциальной жесткости шин мостов [1].

Движение трактора принимаем установившимся.

Рассматривая баланс сил, действующих на трактор при его движении, можно записать

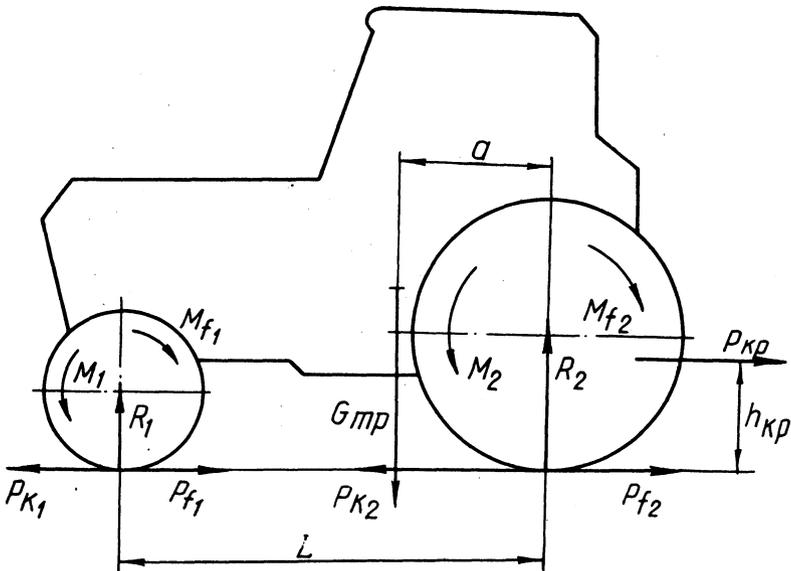


Рис. 1. Схема сил и моментов, действующих на движущийся полноприводный трактор.

$$P_{k_1} + P_{k_2} = P_f + P_{кр}, \quad (1)$$

где P_{k_1} , P_{k_2} — касательная сила тяги, развиваемая колесами передней и задней ведущих осей; $P_{кр}$ — крюковая нагрузка; $P_f = P_{f_1} + P_{f_2}$ — сила сопротивления перекатыванию трактора.

В выражении (1) силы P_{k_1} и P_{k_2} можно выразить, как

$$P_{k_1} = \frac{M_1}{r_1^0}; \quad P_{k_2} = \frac{M_2}{r_2^0}, \quad (2)$$

где M_1 , M_2 — крутящие моменты, развиваемые колесами передней и задней ведущих осей; r_1^0 , r_2^0 — приведенные радиусы качения в ведомом режиме колес переднего и заднего мостов.

Тогда

$$\frac{M_1}{r_1^0} + \frac{M_2}{r_2^0} = P_f + P_{кр}. \quad (3)$$

Так как действительная скорость движения обеих осей одинакова, то можно записать условие равенства действительных скоростей переднего и заднего мостов: $v_1 = v_2$.

Действительные скорости движения можно выразить через угловые скорости вращения колес ω , текущие значения радиусов качения колес r и буксование мостов δ .

$$\omega_1 r_1 (1 - \delta_1) = \omega_2 r_2 (1 - \delta_2). \quad (4)$$

Текущие значения радиусов качения колес моста с учетом их тангенциальной и радиальной деформации можно выразить, как

$$\begin{aligned} r_1 &= r_1^0 - \lambda_1 M_1 + \xi_1 \Delta G; \\ r_2 &= r_2^0 - \lambda_2 M_2 - \xi_2 \Delta G, \end{aligned} \quad (5)$$

где λ_1 , λ_2 — приведенные коэффициенты тангенциальной жесткости шин переднего и заднего мостов; ξ_1 , ξ_2 —

приведенные коэффициенты радиальной жесткости шин переднего и заднего мостов; ΔG — величина разгрузки переднего и догрузки заднего мостов, возникающая при приложении кривоковой нагрузки.

Подставляя формулу (5) в выражение (4), получаем

$$\omega_1 (r_1^0 - \lambda_1 M_1 + \xi_1 \Delta G_1) (1 - \delta_1) = \omega_2 (r_2^0 - \lambda_2 M_2 - \xi_2 \Delta G_2) \times (1 - \delta_2). \quad (6)$$

Используя выражение (6) и (3), можно найти значения моментов, развиваемых колесами переднего и заднего ведущих мостов:

$$M_1 = \frac{\omega_1 (1 - \delta_1) (r_1^0 + \xi_1 \Delta G) - \omega_2 (1 - \delta_2) [r_2^0 - \lambda_2 r_2^0 (P_f + P_{kp}) - \xi_2 \Delta G]}{\lambda_1 \omega_1 (1 - \delta_1) + \lambda_2 \omega_2 \frac{r_2^0}{r_1^0} (1 - \delta_2)};$$

$$M_2 = \frac{\omega_2 (1 - \delta_2) (r_2^0 - \xi_2 \Delta G) - \omega_1 (1 - \delta_1) \times \left[r_1^0 - \lambda_1 r_1^0 (P_f + P_{kp}) + \xi_1 \Delta G \right]}{\lambda_1 \omega_1 \frac{r_1^0}{r_2^0} (1 - \delta_1) + \lambda_2 \omega_2 (1 - \delta_2)}. \quad (7)$$

В случае заблокированной межосевой связи между величинами ω_1 и ω_2 существует следующая зависимость:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{i_2}{i_1}, \quad (8)$$

где i_1, i_2 — передаточные числа силового привода колес переднего и заднего мостов.

Разделив правые части выражений (7) на ω_1 или ω_2 и выразив получившиеся отношения угловых скоростей через отношения передаточных чисел, получаем:

$$M_1 = \frac{(1 - \delta_1) (r_1^0 + \xi_1 \Delta G) - \frac{i_1}{i_2} (1 - \delta_2) [r_2^0 - \lambda_2 r_2^0 (P_f + P_{kp}) - \xi_2 \Delta G]}{\lambda_1 r_1^0 (1 - \delta_1) + \lambda_2 r_2^0 \frac{i_1}{i_2} (1 - \delta_2)} r_1^0,$$

$$M_2 = \frac{(1 - \delta_2)(r_2^0 - \xi_2 \Delta G) - \frac{i_2}{i_1}(1 - \delta_1) \left[r_1^0 - \lambda_1 r_1^0 (P_f + P_{кр}) + \xi_1 \Delta G \right]}{\lambda_2 r_2^0 (1 - \delta_2) + \lambda_1 r_1^0 \frac{i_1}{i_2} (1 - \delta_1)} r_2^0 \quad (9)$$

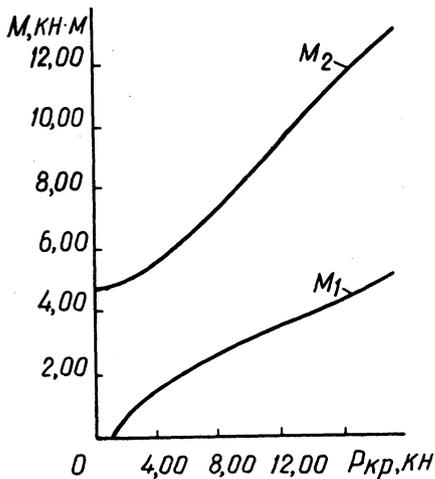


Рис. 2. Распределение крутящих моментов между мостами трактора 4x4 в зависимости от крюковой нагрузки.

Выражения (9) показывают, что момент, развиваемый мостом, определяется конструктивными параметрами машин (i_1 , i_2 , a , h , L , $h_{кр}$ и т.д.), свойствами шины и опорной поверхности (δ_1 , δ_2 , r_1^0 , r_2^0 , λ_1 , λ_2 , ξ_1 , ξ_2 , P_f), величиной крюковой нагрузки и типом межосевого привода (соотношение между δ_1 и δ_2 определяется типом привода).

На рис. 2 представлены графические зависимости величин крутящих моментов на колесах переднего и заднего мостов от крюковой нагрузки, построенные по формулам (9). Расчеты выполнены для трактора со следующими параметрами: $G_{тр} = 37,00$ кН, $R_{1ст} = 14,000$ кН, $L = 2,450$ м, $a = 0,927$ м, $f = 0,1$ (фон стерня), $h_{кр}^0 = 0,450$ м, $r_1^0 = 0,450$ м, $r_2^0 = 0,740$ м. Значения коэффициентов тангенциальной и радиальной жесткости шин взяты по данным испытаний УНИИМЭСХ и БПИ.

Л и т е р а т у р а

1. Бочаров Н.Ф. и др. Распределение крутящих моментов в трансмиссии многоприводных автомобилей на пневмокатках. — "Автомобильная промышленность", 1965, №2.

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ
ТРАКТОРА 4 x 4

Важным средством повышения технико-экономических показателей колесных тракторов является создание новых моделей тракторов типа 4x4 и модификаций существующих конструкций путем активизации передних колес. Практика эксплуатации полноприводных машин показывает, что та или иная связь ведущих осей существенно влияет на кинематические и динамические показатели поворота.

При изучении криволинейного движения трактор рассматривается как плоская одномассовая модель, движущаяся по ровной горизонтальной поверхности. Каждое из двух колес оси считается нагруженным одинаковыми силами — нормальными, касательными и боковыми. При составлении уравнений движения рассматриваются не силы, действующие на каждое из колес, а суммарные силы, действующие на оба колеса каждой оси. Тогда трактор можно представить в виде двухколесной тележки (рис. 1). Колеса шарнирно связаны с корпусом тележки, причем заднее колесо имеет относительно корпуса только одну степень свободы — вращение относительно своей оси, а переднее колесо — две степени свободы — вращение относительно своей оси и поворот относительно вертикальной оси.

Для описания движения принятой расчетной модели свяжем с трактором подвижную систему координат. Начало этой системы совместим с серединой задней оси трактора; ось X направим по продольной оси трактора, а ось Y — к центру поворота. Движение трактора, представленного такой расчетной моделью, может быть описано системой трех уравнений: суммой проекций всех внешних сил, действующих на трактор, на оси координат и суммой моментов всех сил относительно середины передней оси.

Однако в полученной таким образом системе уравнений число неизвестных больше числа уравнений, т.е. задача является статически неопределимой. Для получения недостающих уравнений используем следующие зависимости: зависимость между касательными силами тяги P_k (буксования δ), действующими на ведущие колеса трактора, и зависимость между углами увода передней ψ_1 и задней ψ_2 осей. Методика определения этих

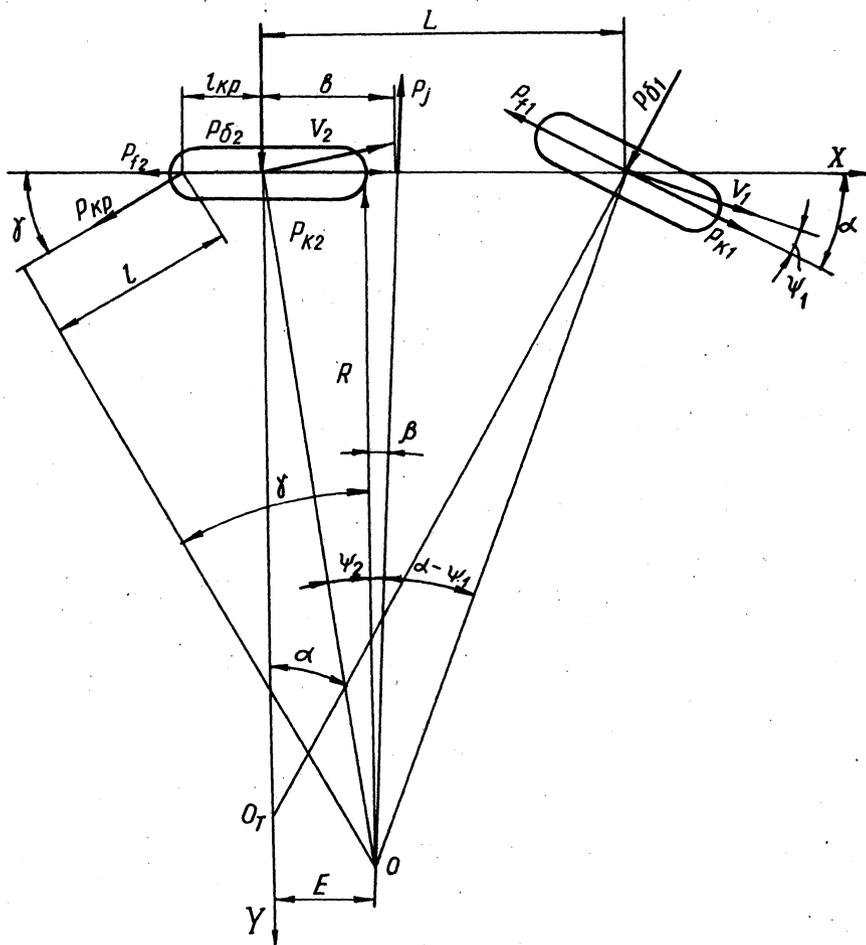


Рис. 1. Расчетная схема криволинейного движения колесного трактора.

зависимостей при криволинейном движении трактора с различным межосевым приводом приведена в работе [1]. Кроме того, наши теоретические и экспериментальные исследования показывают, что можно принять линейный закон изменения угла γ в зависимости от угла поворота управляемых колес, т.е. $\gamma = a\alpha$ (a — коэффициент пропорциональности).

Проведенные расчеты показали, что при скоростях движения

до 25 км/ч параметры неустановившегося поворота мало отличаются от параметров кругового движения с постоянной скоростью. Поэтому при исследовании криволинейного движения трактора в дальнейшем использовалась система уравнений, описывающая установившееся движение:

а) для блокированного межосевого привода

$$\begin{cases} A_{61} \delta_1 + B_{61} \frac{1}{R} + C_{61} \psi_1 = D_{61}; \\ A_{62} \delta_1 + B_{62} \frac{1}{R} + C_{62} \psi_1 = D_{62}; \\ A_{63} \delta_1 + B_{63} \frac{1}{R} + C_{63} \psi_1 = D_{63}, \end{cases} \quad (1)$$

где $A_{61} = [k_1 + k_2(1-m)] \cos \alpha$;

$$A_{62} = k_1 \sin \alpha; \quad A_{63} = 0;$$

$$B_{61} = \frac{(1 - \xi_{\beta}) G v^2}{127,14} \sin \alpha \cos \alpha;$$

$$B_{62} = k_{y2} L - \frac{G v^2}{127,14} [\xi_{\beta} + (1 - \xi_{\beta}) \cos^2 \alpha];$$

$$B_{63} = k_{y2} L - \frac{\xi_{\beta} G v^2}{127,14};$$

$$C_{61} = -[k_{y1} + k_2(1-m)] \sin \alpha;$$

$$C_{62} = k_{y1} \cos \alpha + k_{y2} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha);$$

$$C_{63} = k_{y2} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha);$$

$$D_{61} = f G [\xi_{\beta} + (1 - \xi_{\beta}) \cos \alpha] + P_{\text{кр}} \cos \gamma +$$

$$+ k_2 [(1 - m) \cos \alpha - 1];$$

$$D_{\delta 2} = fG(1 - \xi_{\beta}) \sin \alpha + k_{y2} \operatorname{tg} \alpha - P_{кр} \sin \gamma;$$

$$D_{\delta 3} = k_{y2} \operatorname{tg} \alpha - (1 + \frac{1}{L} \frac{P_{кр}}{L}) P_{кр} \sin \gamma;$$

б) для дифференциального межосевого привода

$$\begin{cases} A_{д1} P_{к} + B_{д1} \frac{1}{R} + C_{д1} \psi_1 = D_{д1}; \\ A_{д2} P_{к} + B_{д2} \frac{1}{R} + C_{д2} \psi_1 = D_{д2}; \\ A_{д3} P_{к} + B_{д3} \frac{1}{R} + C_{д3} \psi_1 = D_{д3}, \end{cases} \quad (2)$$

где $A_{д1} = \xi + (1 + \xi) \cos \alpha$; $A_{д2} = (1 - \xi) \sin \alpha$;

$$A_{д3} = A_{б3}; B_{д1} = B_{б1}; B_{д2} = B_{б2}; B_{д3} = B_{б3};$$

$$C_{д1} = -k_{y1} \sin \alpha; C_{д2} = C_{б2}; C_{д3} = C_{б3};$$

$$D_{д1} = fG [(1 - \xi_{\beta}) \cos \alpha + \xi_{\beta}] - P_{кр} \cos \gamma;$$

$$D_{д2} = D_{б2}; D_{д3} = D_{б3}.$$

В системах уравнений (1) и (2) приняты обозначения: k_1 и k_2 — коэффициенты тангенциальной жесткости шин и грунта колес передней и задней осей; k_{y1} и k_{y2} — коэффициенты сопротивления боковому уводу шин и грунта колес передней и задней осей; G — вес трактора; $\xi_{\beta} = \frac{G_2}{G}$ — коэффициент распределения веса; $\xi = \frac{P_{к2}}{P_{к}}$ — коэффициент распределения касательной силы тяги.

Решив системы уравнений (1) или (2), находим буксование передней оси или суммарную касательную силу тяги трактора,

а также радиус поворота трактора и угол увода передней оси. Затем можно найти остальные кинематические и динамические параметры поворота.

В случае установившегося криволинейного движения боковую силу на передней оси можно определить по выражению

$$P_{\delta 1} = (P_{f1} - P_{k1}) \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{L \cos \alpha} P_{kp} \sin \gamma + \frac{(1 - \xi_{\beta}) G v^2}{127,14 \cdot R} \quad (3)$$

Первый член выражения — боковая сила, зависящая от конструктивной схемы межосевого привода, второй член — сила от действия крюковой нагрузки и последний член — сила, зависящая от скорости движения и радиуса поворота. Нагрузка на крюке и сила инерции приводят к изменению боковой силы (увода) передней оси, что вызывает изменение радиуса поворота. Например, трактор МТЗ-52 при движении по стерне с $P_{kp} = 4000$ н, α_{\max} и скорости 1,67 м/с имеет $P_{\delta 1} = 4050$ н; $R = 7,45$ м, а при скорости 3,33 м/с $P_{\delta 1} = 5000$ н; $R = 6,9$ м.

В зависимости от схемы межосевого привода и эксплуатационных условий боковая сила на передней оси может изменять направление своего действия. Так, при движении трактора МТЗ-52 по стерне с $P_{kp} = 4000$ н, α_{\max} и скоростью 1,67 м/с с задней ведущей осью $P_{\delta 1} = +2000$ н, а с передней ведущей осью $P_{\delta 1} = -1500$ н. При увеличении скорости движения до 3,33 м/с боковая сила на передней оси равна: в первом случае +3750 н, а во втором +1250 н.

Боковая сила на задней оси определяется по формуле

$$P_{\delta 2} = \frac{\xi_{\beta} G v^2}{127,14 \cdot R} - \left(1 + \frac{1}{L} \frac{P_{kp}}{\cos \alpha}\right) P_{kp} \sin \gamma \quad (4)$$

Из формулы видно, что при движении трактора по траектории одинаковой кривизны конструктивная схема межосевого привода, в отличие от силы $P_{\delta 1}$, не влияет на величину и направление силы $P_{\delta 2}$. При совместном действии крюковой нагрузки и силы инерции может случиться, что боковая сила (увод) на задней оси будет равна нулю. В этом случае центр поворота расположится на продолжении задней оси. Однако ра-

диус поворота не будет равен теоретическому (без учета увода) из-за увода передней оси. Если первый член формулы (4) меньше второго, то сила P_{62} направлена от центра поворота и мгновенный центр поворота сместится назад. Это приведет к значительному изменению радиуса поворота. При повышении скорости движения сила может изменить направление своего действия на противоположное, а центр поворота сместиться вперед. Например, для трактора МТЗ-52 при движении по стерне с $P_{кр} = 4000$ н и α_{max} , $P_{62} = 1500$ н; $E = -0,35$ м ($v = 1,67$ м/с), а при $v = 3,33$ м/с, $P_{62} = +900$ н; $E = +0,1$ м. Если $v = 2,89$ м/с, то P_{62} и E равны нулю.

При $P_{кр} = 0$ смещение центра поворота не зависит от схемы межосевого привода и угла поворота управляемых колес. В этом случае смещение центра поворота можно определить по выражению

$$E = \frac{Gv^2}{127,14 k_{y2}} \left(1 - \frac{b}{L} \right). \quad (5)$$

Экспериментальные исследования подтвердили полученные теоретические зависимости.

В ы в о д ы

1. Ввиду боковой эластичности колес на изменение кинематических параметров поворота тракторов 4 x 4 большое влияние оказывает распределение силы тяги по ведущим осям.

2. На распределение силы тяги по ведущим осям трактора решающее влияние оказывает схема межосевого привода. При дифференциальном приводе распределение сил зависит от силового передаточного числа межосевого дифференциала. Распределение силы тяги при блокированном приводе зависит от угла поворота управляемых колес.

3. При движении по траектории одинаковой кривизны схема межосевого привода не оказывает влияния на величину и направление действия боковой силы (увода) задней оси. Боковая сила (увод) на задней оси возникает при приложении к трактору крюковой нагрузки и действию силы инерции. Сила P_{62} вызывает смещение центра поворота.

Л и т е р а т у р а

1. Атаманов Ю.Е. Влияние кинематической схемы межосевого привода на управляемость колесного трактора 4 x 4 с передними управляемыми колесами. Канд. дис. Минск, 1972.

В.В. Гуськов, Н.А. Черноморец, П.П. Артемьев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАВНОСТИ ХОДА ТРАКТОРА "БЕЛАРУСЬ" В АГРЕГАТЕ С ОДНООСНЫМ ПРИЦЕПОМ 1-ПТС-4

Плавность хода трактора — важное эксплуатационное качество. Улучшение плавности хода трактора следует считать одной из первостепенных задач, решение которой будет способствовать повышению производительности труда на транспорте.

Испытатели и эксплуатационники тракторных транспортных агрегатов отмечают, что работа колесного трактора типа "Беларусь" с одноосным прицепом в некоторых случаях сопряжена с явлением галопирования, т.е. возникновением резонансных угловых колебаний трактора вокруг горизонтальной оси, перпендикулярной направлению движения. Эти колебания существенно влияют на величину вертикальных и продольных ускорений, отрицательно действующих на самочувствие тракториста, а также устойчивость прямолинейного движения и управляемость тракторного агрегата.

С целью проверки такого утверждения, выяснения причин возникновения колебаний и возможных путей их устранения Головным конструкторским бюро по прицепах на базе одноосного самосвального прицепа 1-ПТС-4 изготовлен специальный экспериментальный образец, имеющий "гибкое" дышло (т.е. дышло с упругим элементом) и поддрессоренную платформу. Для проведения исследований была предусмотрена блокировка "гибкого" дышла и рессор. Полуприцеп загружался согласно номинальной грузоподъемности (4 т). Вертикальная статическая нагрузка на крюк трактора составляла 9700 н. В трансмиссию трактора были внесены изменения, обеспечивающие плотный ряд передаточных чисел и позволяющие развивать высокие транспортные скорости. Эксперименты проводились со следующими переменными параметрами:

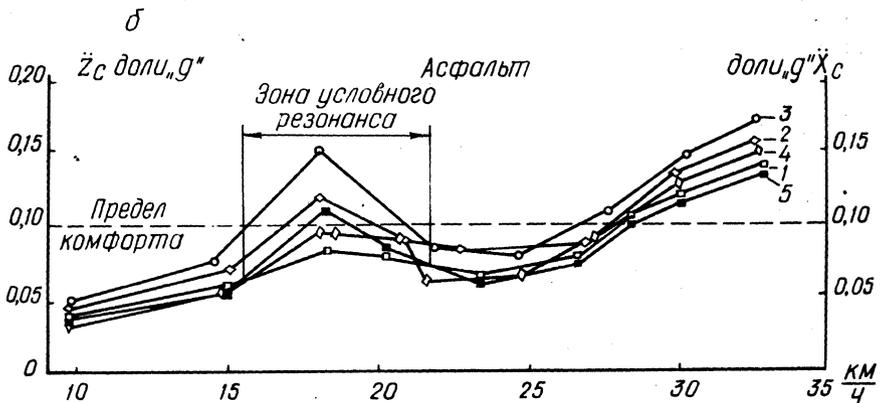
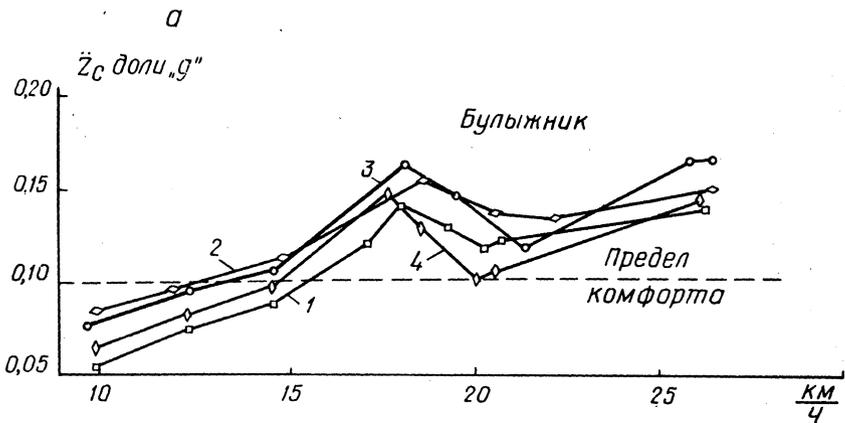


Рис. 1. График зависимости величины среднеквадратичных вертикальных ускорений (а) и вертикальных и продольных ускорений (б), действующих на тракториста от скорости движения.

1) скорость движения;

2) варианты системы трактор—полуприцеп: а) жесткое дышло и заблокированные рессоры полуприцепа (жесткий полуприцеп); б) жесткое дышло — рессоры включены в работу (разблокированы); в) "гибкое" дышло — рессоры разблокированы; г) "гибкое" дышло — рессоры заблокированы;

3) дорожные условия: а) грунтовая дорога; б) бульжная; в) асфальт.

По окончании экспериментов был замерен микропрофиль этих участков.

Критерием оценки плавности хода трактора служили величины среднеквадратичных ускорений, действующих на тракториста в двух направлениях (вертикальном — \ddot{Z}_c , продольном — \ddot{X}_c). Регистрация ускорений осуществлялась на ленте осциллографа Н-700 с применением специальной аппаратуры и датчиков ускорений типа ВВН -101 (ГДР, г. Дрезден). Вся аппаратура располагалась в кабине трактора и полуприцепе. Осциллограммы обрабатывались с помощью устройства "Силуэт" и ЭВМ "Минск-22".

На графике (рис.1, а, б) приведены зависимости величин среднеквадратичных вертикальных ускорений \ddot{Z}_c от скорости тракторного транспортного агрегата для асфальтированной и булыжной дорог. Аналогичная картина имеет место и при движении по грунтовой дороге.

Из графика видно, что применение "гибкого" дьшла (кривая 1) в сравнении с жестким полуприцепом (кривая 2) уменьшает величину ускорений, действующих на тракториста, в среднем на 15%. Применение рессор при жестком дьшле (кривая 3) способствует возрастанию ускорений, особенно в зоне интенсивного галопирования (зоне "условного" резонанса) [1,2]. Под зоной "условного" резонанса следует понимать интервал скоростей, в котором соблюдается неравенство $\ddot{X}_c > \ddot{Z}_c$.

Это видно из графика на рис. 1, б (кривая 5). Аналогично в зоне "условного" резонанса величина продольных ускорений превышает величину вертикальных и для других вариантов системы трактор--полуприцеп.

Синхронная работа "гибкого" дьшла и рессор (кривая 4) в сравнении с жестким прицепом увеличивает плавность хода тракторного транспортного агрегата в среднем на 10--15%.

Экспериментально было установлено, что после преодоления зоны "условного" резонанса плавность хода увеличивается, что видно из графиков рис. 1, а, б. Однако при преодолении этой зоны возможна потеря управляемости и устойчивости прямолинейного движения тракторного транспортного агрегата. Особенно это опасно при движении по грунтовым дорогам и булыжнику, что объясняется разгрузкой переднего моста трактора при преодолении указанной зоны.

В ы в о д ы

Применение "гибкого" дьшла и рессор полуприцепа устраняет галопирования тракторного транспортного агрегата,

однако уменьшает величины ускорений, действующих на трактора в среднем на 10—15%.

Л и т е р а т у р а

1. Исследование подрессоривания гусеничных и колесных сельскохозяйственных тракторов. — "Труды НАТИ". М., 1970, вып. 208. 2. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972.

Н.А. Разоренов

К ВОПРОСУ ОПИСАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НА БАЗЕ ТРАКТОРА КЛ. 1,4 ТС И ДВУХ ПРИЦЕПОВ 2-ПТС-4

В последнее время тракторы кл. 1,4 тс широко используются на транспортных работах. Качественное и количественное развитие тракторостроения и прицепостроения (внедрение в массовое производство трактора кл. 1,4 тс — МТЗ-80, выпуск специализированных тракторных прицепов — 2-ПТС-4) при все более возрастающем оснащении современных тракторов и прицепов дополнительными системами и механизмами (пневматический привод тормозов прицепов и т.д.) позволяет еще шире использовать тракторные поезда, особенно с двумя прицепами.

Эксплуатация тракторных поездов на дорогах общего назначения выдвигает требование по обеспечению их безопасности движения, в частности устойчивости и управляемости.

Как в нашей стране, так и за рубежом большинство работ по данному вопросу относится к изучению автомобиля [1,2] или автопоездов, причем в последнем случае рассматривались линеаризованные математические модели, описывающие прямолинейное установившееся движение [3,4,5,6].

Используя накопленный предыдущими исследователями опыт и учитывая, что наиболее актуальным является случай неустановившегося режима движения, в работе рассматривается произвольное плоско-параллельное движение тракторного поезда.

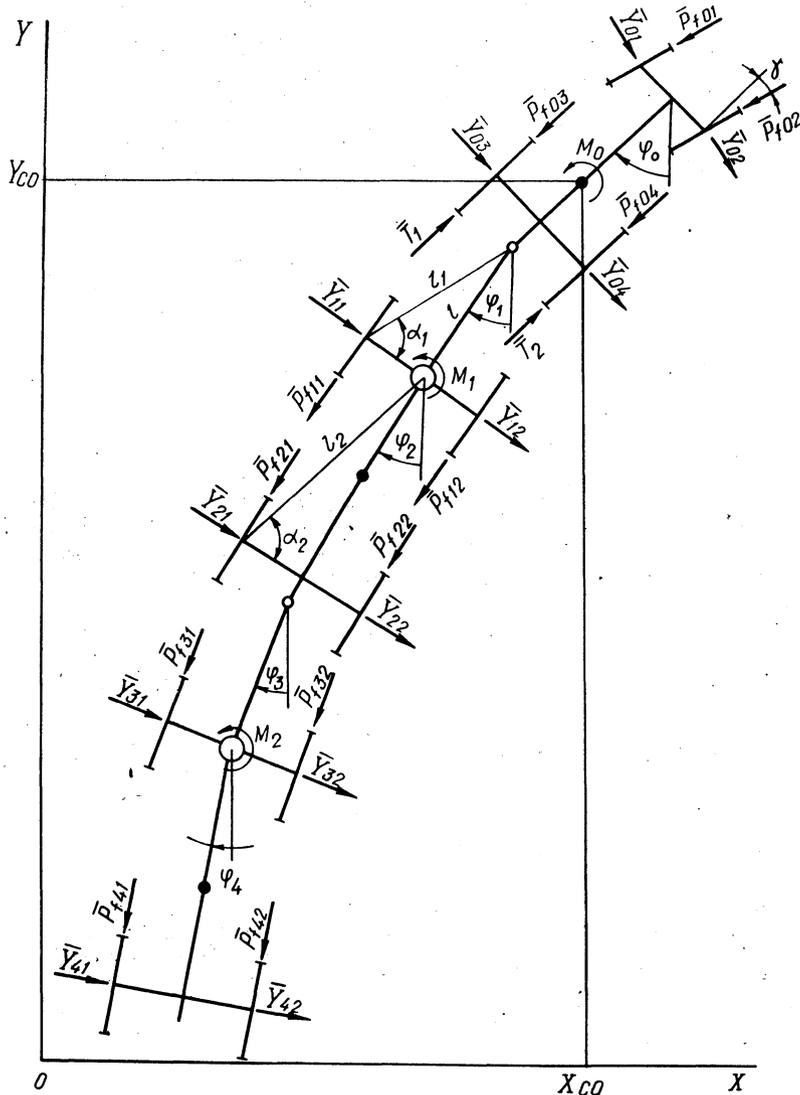


Рис. 1. Расчетная схема плоско-параллельного движения тракторного поезда.

Тракторный поезд в составе трактора и двух прицепов представляет собой неголономную механическую систему. При выводе дифференциальных уравнений, описывающих его движение

ние, введем следующие допущения: а) массой поворотных осей прицепов пренебрегаем и считаем дышла прицепов абсолютно жесткими; б) связь в буксирном устройстве идеальная; в) движение происходит по ровной горизонтальной поверхности; г) отсутствуют перемещения подрессоренных масс относительно неподрессоренных. Будем относить движение к инерционной системе отсчета ХОУ (рис. 1). На рис. 1 приведена расчетная модель тракторного поезда. За независимые координаты (обобщенные координаты) приняты: Y_{co} и X_{co} — продольная и поперечная координаты центра масс трактора; $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ — угловые координаты звеньев тракторного поезда.

Уравнения движения записываются в виде уравнений Лагранжа 2-го рода:

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

где T — кинетическая энергия тракторного поезда; q_i — обобщенные координаты ($i = 1, 2, \dots, 7$); Q_i — обобщенные силы.

После подстановки вычисленных значений T и Q в уравнение (1) и их преобразования были получены следующие дифференциальные уравнения:

$$\begin{aligned} & \ddot{X}_{co} M + \ddot{\varphi}_0 \lambda_0 \cos \varphi_0 + \ddot{\varphi}_1 \lambda_8 \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_2 \lambda_{14} \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_3 \beta_6 \times \\ & \times \cos \varphi_3 + \ddot{\varphi}_4 \beta_7 \cos \varphi_4 + \dot{\varphi}_0^2 \lambda_{19} \sin \varphi_0 - \dot{\varphi}_1^2 \lambda_8 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_2^2 \lambda_{14} \times \\ & \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_3^2 \beta_6 \sin \varphi_3 - \dot{\varphi}_4^2 \beta_7 \sin \varphi_4 = Y_0 \cos(\varphi_0 + \gamma) - P_{f0} \sin(\varphi_0 + \\ & + \gamma) + Y_0^1 \cos \varphi_0 + (T_1 - P_{f03}) \sin \varphi_0 + (T_2 - P_{04}) \sin \varphi_0 + Y_1 \cos \varphi_1 - \\ & - P_{f1} \sin \varphi_1 + Y_2 \cos \varphi_2 - P_{f2} \sin \varphi_2 + Y_3 \cos \varphi_3 - P_{f3} \sin \varphi_3 + Y_4 \times \\ & \cos \varphi_4 - P_{f4} \sin \varphi_4; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \ddot{Y}_{co} M - \varphi_0 \lambda_0 \sin \varphi_0 - \dot{\varphi}_1 \lambda_8 \sin \varphi_1 - \dot{\varphi}_2 \lambda_{14} \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_3 \beta_6 \sin \varphi_3 - \\ & - \dot{\varphi}_4 \beta_7 \sin \varphi_4 - \dot{\varphi}_0^2 \lambda_0 \cos \varphi_0 - \dot{\varphi}_1^2 \lambda_8 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_2^2 \lambda_{14} \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_3^2 \times \\ & \times \beta_6 \cos \varphi_3 - \dot{\varphi}_4^2 \beta_7 \cos \varphi_4 = T \cos \varphi_0 - Y_0 \sin(\varphi_0 + \gamma) - P_{f0} \cos(\varphi_0 + \end{aligned}$$

$$+y^*)-Y_0^1 \sin \varphi_0 - P_{f0} \cos \varphi_0 - Y_1 \sin \varphi_1 - P_{f1} \cos \varphi_1 - Y_2 \sin \varphi_2 - P_{f2} \cos \varphi_2 - Y_3 \sin \varphi_3 - P_{f3} \cos \varphi_3 - Y_4 \sin \varphi_4 - P_{f4} \cos \varphi_4; (3)$$

$$\begin{aligned} & \ddot{X}_{co} \lambda_0 \cos \varphi_0 - \ddot{Y}_{co} \lambda_0 \sin \varphi_0 + \ddot{\varphi}_0 (\lambda_1 + I_0) + \lambda_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_0) + \ddot{\varphi}_2^x \\ & \times \lambda_3 \cos(\varphi_0 - \varphi_2) + \ddot{\varphi}_3 \beta_0 \cos(\varphi_0 - \varphi_3) + \ddot{\varphi}_4 \beta_1 \cos(\varphi_0 + \varphi_4) - \dot{\varphi}_0^2 \times \\ & \times (\lambda_1 \cos \varphi_0 \sin \varphi_0 - \lambda_4 \sin \varphi_0 \cos \varphi_0) - \dot{\varphi}_1^2 \lambda_2 \cos \varphi_0 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_1^2 \times \\ & \times \lambda_5 \sin \varphi_0 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_2^2 \lambda_6 \cos \varphi_0 \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_2^2 \lambda_7 \sin \varphi_0 \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_3^2 \times \\ & \times \beta_6 \sin(\varphi_3 - \varphi_0) - \dot{\varphi}_4^2 \beta_1 \sin(\varphi_4 - \varphi_0) = T_1^1 l_0 \cos \alpha_0 - T_2^1 l_0 \cos \alpha_0 - \\ & - Y_0^1 l_0^1 \sin \alpha_0 + Y_0^1 l_0 \sin(\alpha^1 + \gamma) - P_{f01} l_0 \cos(\alpha^1 - \gamma) + P_{f02} l_0^x \\ & \times \cos(\alpha^1 + \gamma) - Y_1 \xi_1 \cos(\varphi_0 - \varphi_1) - P_{f1} \xi_1 \sin(\varphi_0 - \varphi_1) - Y_2 \xi_1^x \\ & \times \cos(\varphi_0 - \varphi_2) - P_{f2} \xi_1 \sin(\varphi_0 - \varphi_2) - Y_3 \xi_1 \cos(\varphi_0 - \varphi_3) - P_{f3} \xi_1^x \\ & \times \sin(\varphi_0 - \varphi_3) - Y_4 \xi_1 \cos(\varphi_0 - \varphi_4) - P_{f4} \sin(\varphi_0 - \varphi_4) - M_{co}; (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \ddot{X}_{co} \lambda_8 \cos \varphi_1 - \ddot{Y}_{co} \lambda_8 \sin \varphi_1 + \ddot{\varphi}_0 \lambda_2 (\cos \varphi_0 \sin \varphi_1 + \sin \varphi_0 \sin \varphi_1) + \\ & + \ddot{\varphi}_1 \lambda_9 + \ddot{\varphi}_2 \lambda_{10} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + \ddot{\varphi}_3 \beta_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + \ddot{\varphi}_4 \beta_3 \cos(\varphi_1 - \\ & - \varphi_4) - \dot{\varphi}_0^2 \lambda_2 \sin(\varphi_0 - \varphi_1) - \dot{\varphi}_1^2 \lambda_{11} \cos \varphi_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \lambda_{12} \sin \varphi_1^x \\ & \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_2^2 \lambda_{10} \sin(\varphi_2 - \varphi_1) - \dot{\varphi}_3^2 \beta_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_1) - \dot{\varphi}_4^2 \beta_3 \sin(\varphi_4 - \\ & - \varphi_1) = (P_{f12} - P_{f11}) l_1 \cos \alpha - Y_1 l_1 \sin \alpha - P_{f2} l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - Y_2^x \\ & \times \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - P_{f3} l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) - Y_3 l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - P_{f4} l_1 \sin(\varphi_1 - \\ & - \varphi_4) - Y_4 l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_4); (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \ddot{X}_{co} \lambda_{13} \cos \varphi_2 - \ddot{Y}_{co} \lambda_{14} \sin \varphi_2 + \ddot{\varphi}_0 \lambda_{15} \cos \varphi_0 \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_1 \lambda_8^x \\ & \times \sin \varphi_0 \sin \varphi_2 + \ddot{\varphi}_1 \lambda_{16} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_1 \lambda_{12} \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \ddot{\varphi}_2^x \\ & \times (\lambda_{17} + I_1) + \ddot{\varphi}_3 \beta_4 (\sin \varphi_2 \sin \varphi_3 - \cos \varphi_2 \cos \varphi_3) + \ddot{\varphi}_4 \beta_5 (\sin \varphi_2^x \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \times \sin \varphi_4 - \cos \varphi_2 \cos \varphi_4) - \dot{\varphi}_0^2 \lambda_{16} \cos \varphi_2 \sin \varphi_0 + \dot{\varphi}_0^2 \lambda_8 \sin \varphi_4 \times \\
& \times \cos \varphi_0 - \dot{\varphi}_1^2 \lambda_{16} \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \dot{\varphi}_1^2 \lambda_{12} \sin \varphi_2 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_2^2 \lambda_{17} \times \\
& \times \cos \varphi_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \lambda_{18} \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 + \dot{\varphi}_3^2 \beta_4 \sin(\varphi_3 + \varphi_2) + \dot{\varphi}_4^2 \beta_5 \times \\
& \times \cos(\varphi_2 - \varphi_4) = (P_{f22} - P_{f21}) l_2 \cos \alpha_2 - Y_2 l_2 \sin \alpha_2 - P_{f3} \xi_3 \sin \times \\
& \times (\varphi_2 - \varphi_3) - Y_3 \xi_3 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - P_{f4} \xi_4 \sin(\varphi_2 - \varphi_4) - Y_4 \xi_4 \cos(\varphi_2 - \\
& - \varphi_4) - M_{C1}; \quad (6)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \ddot{X}_{co} \beta_6 \cos \varphi_3 - \ddot{Y}_{co} \beta_6 \sin \varphi_3 + \varphi_0 \beta_6 \cos(\varphi_3 - \varphi_0) + \ddot{\varphi}_1 \beta_6 \times \\
& \times \cos(\varphi_3 - \varphi_1) + \ddot{\varphi}_2 \beta_6 \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + \ddot{\varphi}_3 \beta_6 + \ddot{\varphi}_4 \beta_6 \cos(\varphi_3 + \\
& + \varphi_4) - \dot{\varphi}_0^2 \beta_0 \sin(\varphi_0 - \varphi_3) - \dot{\varphi}_1^2 \beta_2 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) - \dot{\varphi}_2^2 \beta_4 \sin(\varphi_2 - \\
& - \varphi_3) - \dot{\varphi}_4^2 \beta_5 \sin(\varphi_4 - \varphi_3) = (P_{f32} - P_{f31}) l_1 \cos \alpha - Y_3 l_1 \sin \alpha + \\
& + (P_{f42} - P_{f41}) l_1 \sin(\varphi_3 - \varphi_4) - Y_4 l_1 \cos(\varphi_3 - \varphi_4); \quad (7)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \ddot{X}_{co} \beta_7 \cos \varphi_4 - \ddot{Y}_{co} \beta_7 \sin \varphi_4 + \ddot{\varphi}_0 \beta_1 (\cos \varphi_0 \cos \varphi_4 - \sin \varphi_4 \times \\
& \times \sin \varphi_0) + \ddot{\varphi}_1 \beta_3 (\cos \varphi_4 \cos \varphi_1 + \sin \varphi_4 \sin \varphi_1) + \ddot{\varphi}_2 \beta_5 (\cos \varphi_4 \times \\
& \times \cos \varphi_2 + \sin \varphi_4 \sin \varphi_2) + \ddot{\varphi}_3 \beta_3 (\cos \varphi_3 \cos \varphi_4 + \sin \varphi_4 \sin \varphi_3) + \\
& + \ddot{\varphi}_4 \beta_8 - \dot{\varphi}_0^2 \beta_1 (\cos \varphi_4 \sin \varphi_0 - \sin \varphi_4 \cos \varphi_0) - \dot{\varphi}_1^2 \beta_3 (\cos \varphi_4 \times \\
& \sin \varphi_1 - \sin \varphi_4 \cos \varphi_1) - \dot{\varphi}_2^2 \beta_5 (\cos \varphi_4 \sin \varphi_2 - \sin \varphi_4 \cos \varphi_2) - \\
& - \dot{\varphi}_3^2 \beta_3 (\cos \varphi_4 \sin \varphi_3 - \sin \varphi_4 \cos \varphi_3) = (P_{f42} - P_{f41}) l_2 \cos \alpha_2 \\
& - Y_4 l_2 \sin \alpha_2 - M_2. \quad (8)
\end{aligned}$$

Для приведенных формул приняты следующие обозначения (см. рис. 1):

$$\begin{aligned}
 M &= m_0 + m_1 + m_2; & P_{f0} &= P_{f01} + P_{f02}; \\
 Y_0 &= Y_{01} + Y_{02}; & P_{f0}^I &= P_{f03} + P_{f04}; \\
 Y_0^I &= Y_{03} + Y_{04}; & P_{f1} &= P_{f11} + P_{f12}; \\
 Y_1 &= Y_{11} + Y_{12}; & P_{f2} &= P_{f21} + P_{f22}; \\
 Y_2 &= Y_{21} + Y_{22}; & P_{f3} &= P_{f31} + P_{f32}; \\
 Y_3 &= Y_{31} + Y_{32}; & P_{f4} &= P_{f41} + P_{f42}; \\
 Y_4 &= Y_{41} + Y_{42};
 \end{aligned}$$

$\lambda_0 \dots \lambda_{19}$ и $\beta_0 \dots \beta_8$ — постоянные коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров трактора и прицепов.

В ы в о д ы

Применение для исследований системы дифференциальных уравнений (2-8) позволяет с помощью ЭВМ: 1) исследовать устойчивость и управляемость тракторного поезда с двумя или одним прицепом ($\varphi_3 = \varphi_4 = 0$) при произвольном случае движения; 2) выявить влияние конструктивных и эксплуатационных параметров на устойчивость и управляемость тракторного поезда (в частности, величин длин колеи, базы, дышел прицепов и т.д.).

Л и т е р а т у р а

1. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобилей. М., 1971. 2. Певзнер Я.М. Испытания устойчивости автомобиля. М., 1946. 3. Аксенов А.И., Андреев А.П. Экспериментальное исследование устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда. — "Автомобильная промышленность", 1971, № 5. 4. Аксенов А.И., Никольский В.В. Исследование устойчивости прямолинейного движения многозвенного автопоезда. — "Автомобильная промышленность", 1972, № 2. 5. Бахмутский М.М. Исследование влияния от-

дельных конструктивных параметров и эксплуатационных характеристик автопоезда на его курсовую и собственную устойчивость. — В сб.: "Труды всесоюзного семинара по устойчивости и управляемости автомобилей". М., 1971, вып. 4. 6. Никольский В.В., Папенко Т.Р. Исследование устойчивости движения прицепов. — "Автомобильная промышленность", 1971, № 7.

Н.А. Разоренов, В.А. Ким, Н.В. Богдан

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

При исследовании динамики движения тракторного поезда, состоящего из трактора и двух прицепов, возникает необходимость проводить сложные экспериментальные исследования, причем измеряемые параметры самые разнообразные, как кинематические (например, скорость, траектория), так и силовые (моменты, усилия).

Наиболее часто приходится замерять следующие параметры: скорость движения; траекторию движения; углы увода и радиусы поворота; колебания поддресоренных масс (угловые отклонения звеньев при совершении плоско-параллельного движения); усилия в сцепном устройстве; замедления; моменты на колесах; углы поворота управляемых колес и осей.

На кафедре "Тракторы" Белорусского политехнического института разработана универсальная аппаратура для замера вышеприведенных величин.

При ее разработке в основу были положены следующие принципы: универсальность аппаратуры; стабильность работы; простота обслуживания и монтажа; безусловная запись; запись параметров при неустановившихся режимах движения тракторного поезда.

Для обеспечения одновременной записи столь отличных друг от друга параметров, учитывая опыт предыдущих исследователей [1,2,3], были разработаны или переделаны из серийно выпускаемой продукции следующие датчики: потенциметрические — для замера угловых параметров (на основе УЗП-48, ГПК-52, ЦГВ-4); тензометрические — для замера моментов на колесах (тензорамки и тензоступицы) и усилий в сцепных устройствах (тензосцепки, позволяющие производить раздельное измерение

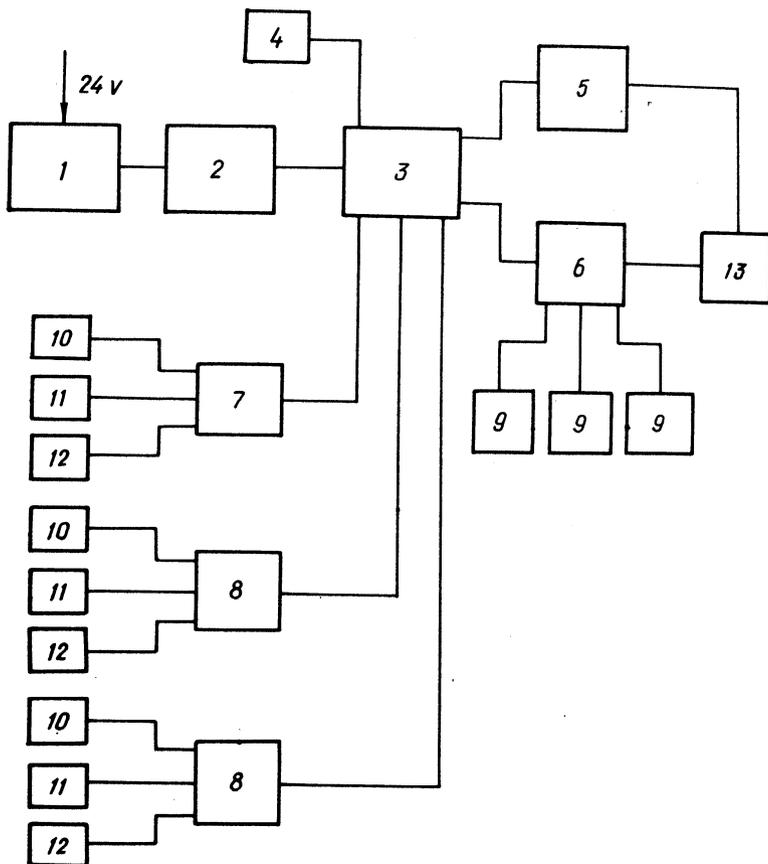


Рис. 1. Блок-схема аппаратуры:

1—осциллограф К20-22; 2—наборное поле; 3—центральный пульт управления (ШПУ); 4—дистанционный пульт управления (ДПУ); 5—стабилизированный блок питания; 6—пульт гиросприборов; 7—коммутационная коробка I; 8—коммутационная коробка II; 9—гироскопические датчики; 10—оптические датчики; 11—потенциметрические датчики; 12—тензометрические датчики; 13—преобразователь тока для питания гироскопических датчиков.

продольной и поперечной составляющих усилия в сцепном устройстве); оптические — для замера скорости и траектории движения, а также углов увода осей и радиусов поворота (киноаппаратура на основе кинокамер с электрическим приводом

"Аврора"); потенциометрические -- для замера ускорений (датчики МП-95).

Вышеупомянутые датчики позволяют производить безусловительную запись измеряемых параметров на осциллограф.

Блок-схема аппаратуры представлена на рис. 1. Простота обслуживания и монтажа достигнута за счет применения наборного поля и коммутационных коробок.

Стабильность регистрации достигнута за счет расчета электрических схем измерений датчиков и их питания от стабилизированного источника напряжения.

Универсальность аппаратуры обеспечивает запись измеряемых параметров в любом сочетании на различные осциллографы, причем масштабы записей могут изменяться в процессе опытов без дополнительных тарировок.

Центральный пульт управления выполнен по блочной схеме, каждый блок рассчитан на шесть каналов. Всего пять блоков, из них по два блока предназначены для подсоединения потенциометрических и тензометрических датчиков, а один -- для контактных (кинодатчики, датчики оборотов и т.д.). Электрическая схема по каждому каналу выполнена таким образом, что позволяет производить балансировку, масштабирование и калибровку датчиков, смену полярности регистрируемого сигнала.

Наиболее трудным и актуальным вопросом при изучении устойчивости движения тракторного поезда является экспериментальное определение скорости и траектории движения его звеньев. Ниже приведена методика их измерения.

Измерение скорости движения. Тракторный поезд совершает плоско-параллельное движение. Кинодатчики позволяют измерять как составляющие скорости движения вдоль инерционных осей координат X и Y (рис. 2), так и абсолютные величины скорости в местах их установки.

Скорость вдоль оси OY

$$v_y = \frac{\Delta Y}{K}. \quad (1)$$

Скорость вдоль оси OX

$$v_x = \frac{\Delta X}{K}. \quad (2)$$

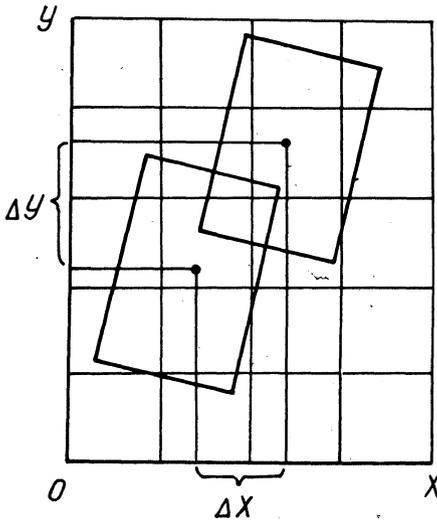


Рис. 2. Схема определения скорости движения.

Абсолютное значение скорости

$$v = \sqrt{v_Y^2 + v_X^2}, \quad (3)$$

где K — величина, обратная скорости съемки; ΔX , ΔY — определяются по двум кинокадрам.

Измерение траектории движения. Плоско-параллельное движение тракторного поезда с двумя прицепами в инерционной системе отсчета XOY (рис. 3) описывается семью обобщенными координатами: X_{co} , Y_{co} , φ_0 , φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 .

Определение X_{co} и Y_{co} производится кинодатчиками на специально размеченных участках движения, φ_0 , φ_2 , φ_4 — гироскопическими датчиками.

Обобщенные координаты φ_1 и φ_3 могут быть измерены двумя путями: 1) гироскопическими датчиками; 2) по углу отклонения дышла прицепа от его продольной оси.

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_2 \pm \delta_1; \\ \varphi_3 &= \varphi_4 \pm \delta_2, \end{aligned}$$

где $\delta_{1,2}$ — угол отклонения дышла прицепа от его продольной оси.

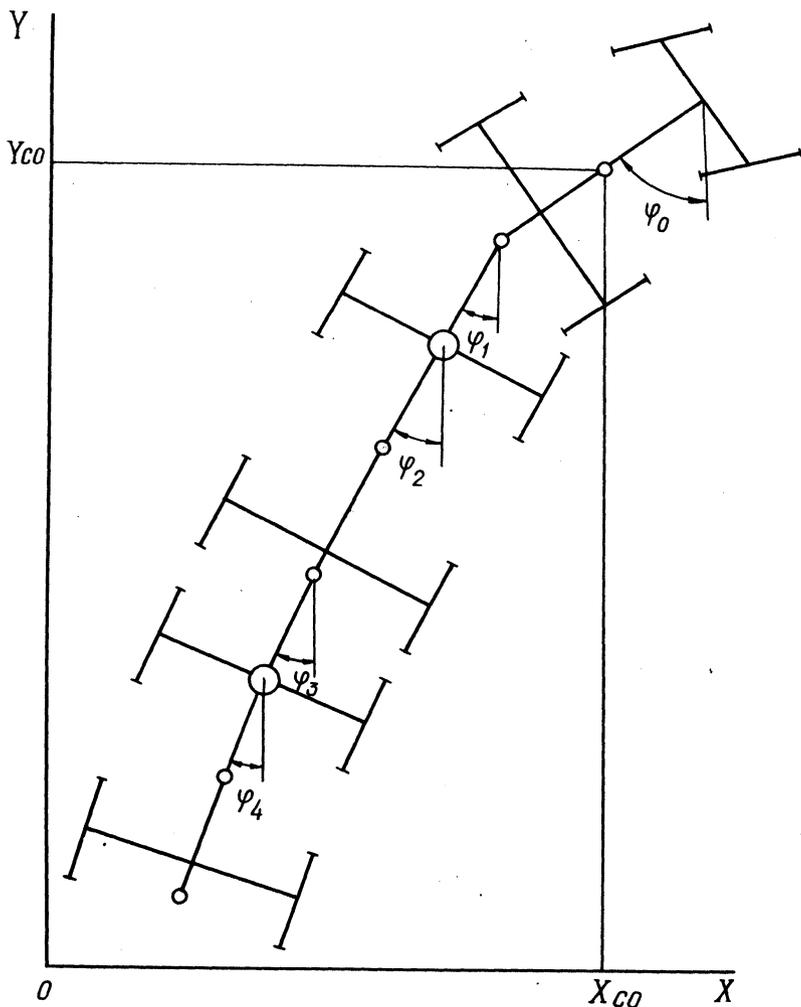


Рис. 3. Схема плоско-параллельного движения тракторного поезда.

Правило знаков следующее: при отсчете $\gamma_{1,2}$ по часовой стрелке -- (+), против -- (-).

В ы в о д ы

Разработанная аппаратура позволяет: 1) производить син-, хронную запись разнообразных измеряемых параметров от

трех групп датчиков: потенциометрических, тензометрических, контактных (концевые выключатели, прерыватели и т.д.); 2) повысить точность измерений параметров при переходных криволинейных режимах движения транспортного средства.

Л и т е р а т у р а

1. Аксенов А.И., Андреев А.П. Экспериментальное исследование устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда. — "Автомобильная промышленность", 1971, № 3.
2. Добрин А.С. Оценочные параметры устойчивости автомобилей против опрокидывания. — "Автомобильная промышленность", 1971, № 3.
3. Любушкин В.В., Розанов В.Г. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов. — Труды НАМИ. М., 1960, вып. 20.

Г.А. Молош, И.И. Грицук, А.Л. Хилько

ВЛИЯНИЕ ПОДВЕСКИ ЗАДНЕГО МОСТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ НАВЕСНЫХ МАШИН

Современные универсально-пропашные колесные тракторы, кроме выполнения основных сельскохозяйственных операций, значительную часть времени заняты на транспортных работах с использованием повышенных скоростей движения. Работа на повышенных скоростях сопровождается резким ухудшением плавности хода трактора, поэтому возникла необходимость подрессоривания остова трактора с целью улучшения плавности его хода, а, следовательно, и улучшения условий работы водителя. Однако влияние подвески остова, в частности заднего моста, на устойчивость работы навесных сельскохозяйственных машин в настоящее время изучено еще недостаточно.

В настоящей статье рассмотрены некоторые вопросы устойчивости работы навесной сельхозмашины в агрегате с колесным трактором, имеющим различные варианты подрессоривания остова.

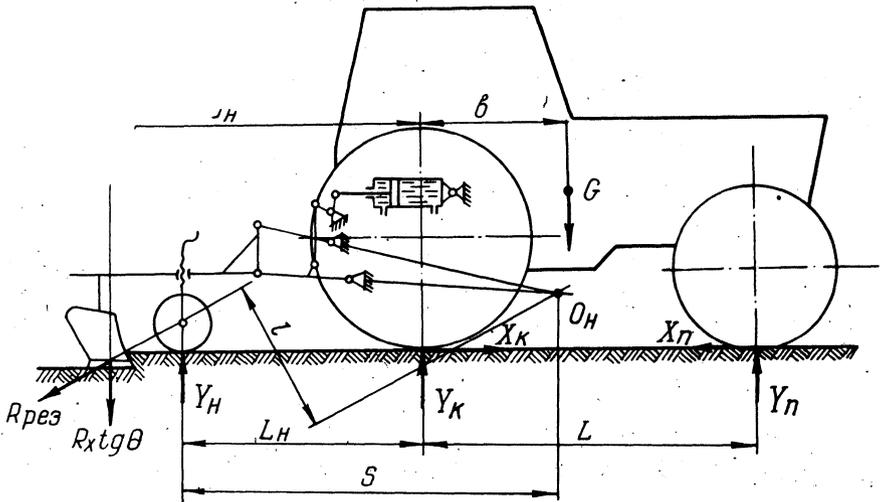


Рис. 1. Силы, действующие на машинотракторный агрегат (МТА) в вертикальной продольной плоскости при установившемся движении.

При работе на горизонтальном участке и установившемся движении (рис. 1) нормальные реакции почвы на колеса трактора определяются по следующим уравнениям:

$$Y_k = \frac{G(L - b) + R_x \operatorname{tg} \theta (L + a_n) - Y_n (L + L_n) + M_f}{L}; \quad (1)$$

$$Y_n = \frac{Gb - R_x \operatorname{tg} \theta a_n + Y_n L_n - M_f}{L}, \quad (2)$$

где Y_k и Y_n — соответственно нормальные реакции почвы на задние и передние колеса; Y_n — нормальная реакция почвы на опорное колесо навесной машины; G — вес агрегата; $R_x \operatorname{tg} \theta$ — вертикальная составляющая реакции почвы, действующая на рабочие органы навесной машины; M_f — момент сопротивления качению всего трактора; L и L_n — продольная база трактора и навесной машины; b и a_n — продольная координата центра тяжести трактора и навесной машины.

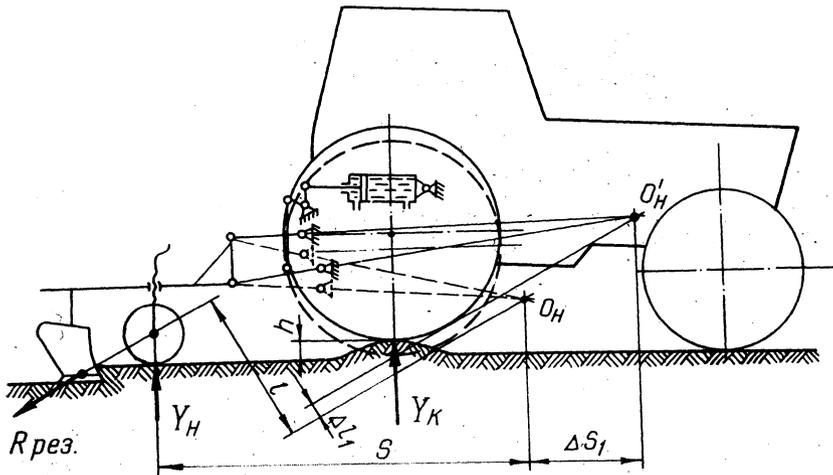


Рис. 2. Переезд единичной неровности МТА, когда задний мост трактора неподрессорен.

В уравнения (1) и (2) входит нормальная реакция почвы на опорное колесо навесной машины Y_H , изменение которой оказывает влияние на сцепной вес трактора (реакция Y_K) и на устойчивость работы навесной машины.

Величина реакции Y_H определяется из условия равновесия навесной машины относительно ее мгновенного центра вращения O_H , который находится в точке пересечения тяг навесного устройства. Если пренебречь сопротивлением качению опорного колеса и составить уравнение моментов относительно центра O_H , то реакция Y_H определяется по следующему уравнению:

$$Y_H = \frac{R_{рез} \cdot l}{s}, \quad (3)$$

где $R_{рез}$ — результирующая реакция почвы на рабочие органы машины; l и s — координаты мгновенного центра вращения навесной машины относительно линии действия сил $R_{рез}$ и Y_H .

Из уравнения (3) следует, что при установившемся значении силы $R_{рез}$ величина нормальной реакции Y_H зависит от положения мгновенного центра вращения навесной машины.

Рассмотрим случай, когда задний мост трактора неподдрессирован, а жесткость шин примем равной $C_{\text{ш}} = \infty$. Тогда при наезде задних колес на неровность-выступ колеса вместе с остовам, навесным устройством и машиной начинают перемещаться вверх на высоту неровности h (рис. 2), но так как машина вместе с навесным устройством имеет некоторую свободу перемещения относительно остова в вертикальной продольной плоскости, то тяги навесного устройства займут новое положение, при этом мгновенный центр вращения машины из точки O_{H} переместится в сторону уменьшения координаты l и увеличения координаты s и займет положение в точке O'_{H} . Тогда, подставляя значения l и s в уравнение (3), получим

$$Y_{\text{H}}^I = \frac{R_{\text{рез}} (l - \Delta l_1)}{s + \Delta s_1},$$

т.е. величина $Y_{\text{H}}^I < Y_{\text{H}}$, значит глубина обработки почвы будет уменьшаться.

Рассмотрим случай, когда задний мост трактора поддрессирован (рис. 3), Тогда при наезде задних колес на неровность ко-

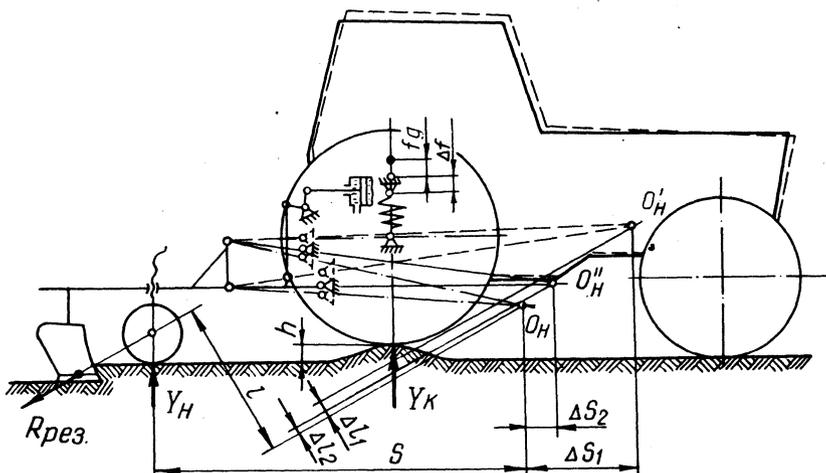


Рис. 3. Переезд единичной неровности МТА, когда задний мост трактора поддрессирован.

леса перемещаются на высоту неровности h и воздействуют на остов, но уже через упругий элемент подвески, при этом малейшее перемещение остова вверх вызывает, как было показано выше, уменьшение реакции Y_H и увеличение реакции Y_K , в результате, кроме динамического сжатия упругого элемента на величину f_{∂} , происходит дополнительное сжатие упругого элемента на величину Δf , причем, чем меньше жесткость подвески, тем больше Δf можно получить. При высоте неровности h остов в этом случае переместится на величину, которая меньше высоты неровности на $f_{\partial} + \Delta f$, т.е. $h^I = h - (f_{\partial} + \Delta f)$. Следовательно, перемещение мгновенного центра вращения навесной машины, когда задний мост трактора поддрессорен, произойдет из точки O_H в точку O_H^{II} и будет меньше, чем в случае, когда задний мост неподдрессорен: $\Delta l_2 < \Delta l_1$ и $\Delta s_2 < \Delta s_1$. Тогда $Y_H^I < Y_H^{II} < Y_H$, значит, глубина обработки почвы уменьшится, но величина отклонения от заданного значения будет меньше, чем в случае с неподдрессоренным задним мостом.

Аналогичный процесс, но только в обратном направлении, происходит, когда неровность представляет собой впадину. Следует сказать, что снижение жесткости шины также положительно влияет на устойчивость работы навесной машины, так как в этом случае приведенный прогиб подвески увеличивается $f_{пр} = f_{подвески} + f_{шины}$, а приведенная жесткость $C_{пр}$ уменьшается.

Итак, поддрессирование остова, в частности заднего моста, сельскохозяйственного колесного трактора при работе его в агрегате с навесной машиной способствует уменьшению величины отклонений нормальной реакции почвы на опорное колесо машины, а следовательно, устойчивость работы машины повышается.

Г.М. Кухаренок, Д.М. Пинский, В.А. Рожанский

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ФАКТОРОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ Д-240

В настоящей статье приведены результаты доводки рабочего процесса дизеля Д-240 Минского моторного завода. В этом

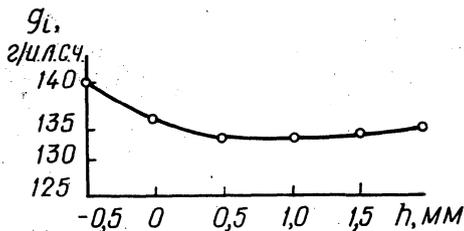


Рис. 1. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от величины утопания носка распылителя.

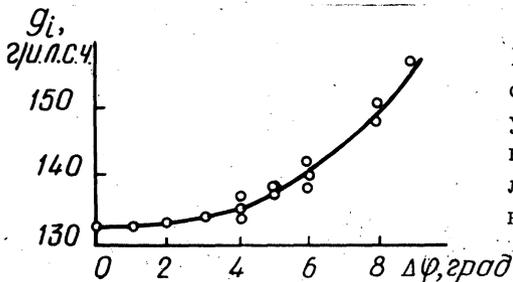


Рис. 2. Влияние отклонения от оптимального значения углов распыливающих отверстий распылителя на величину удельного индикаторного расхода топлива.

двигателе применена камера сгорания типа ЦНИДИ в сочетании с четырехдырчатой форсункой.

Испытания проводились на одноцилиндровом отсеке дизеля Д-240, установленном на универсальном картере. Одноцилиндровая установка была оборудована устройствами для автоматического поддержания заданной температуры воды и масла и замера расхода топлива и воздуха.

Существенное влияние на показатели работы двигателя оказывает место встречи струй топливных факелов со стенками камеры сгорания [1]. При неизменных угле опережения впрыска топлива и конструктивных соотношениях камеры сгорания место встречи топливных факелов со стенками камеры сгорания определяется положением распылителя относительно плоскости головки и величиной углов распыливающих отверстий.

Судя по графику зависимости удельного индикатора расхода топлива от величины утопания носка распылителя (рис. 1), оптимальная величина утопания для дизеля Д-240 составляет 0,8—1,5 мм. В этом случае оси топливных факелов пересекаются со стенкой камеры сгорания под кромкой горловины на расстоянии примерно 4 мм от плоскости днища поршня, что обеспечивает наибольшую эффективность процессов смесеобразования и сгорания.

Результаты исследования влияния отклонения $\Delta\varphi$ от оптимального значения углов распыливающих отверстий в верти-

кальной плоскости (рис. 2) показывают, что отклонение в пределах $\pm 3^\circ$ практически не оказывает влияния на экономичность двигателя.

Для проведения испытаний по выявлению влияния параметров камеры сгорания на работу двигателя был изготовлен специальный поршень, в который вворачивались вставки с камерами сгорания различных размеров (рис. 3).

Показатели рабочего цикла при различной толщине кромки и углах наклона стенки камеры сгорания для $p_i = 9,1 \text{ кг/см}^2$ приведены в табл. 1. Ухудшение экономичности двигателя с увеличением толщины кромки обусловлено ухудшением условий вихревого движения воздушного заряда в камере и снижением температуры кромки камеры сгорания. Уменьшение толщины кромки сдерживается повышением ее температуры.

Таблица 1

№ варианта	Конструктивные параметры камеры сгорания				ξ_i , г/и.л.с.ч.
	r, мм	$\alpha,^\circ$	$\beta,^\circ$	h, мм	
1	1,5	45	60	6,0	138,0
2	1,5	50	75	6,0	141,0
3	0	50	90	6,0	140,5
4	0	50	90	4,0	139,0
5	0	50	90	2,0	137,0
6	1,5	50	-	-	138,0

Таблица 2

Степень сжатия	Конструктивные параметры камеры сгорания			
	Диаметр D, мм	Высота h, мм	Объем $V_k, \text{см}^3$	Надпоршневой зазор l, мм
15,0	64,3	28,7	66,6	1,2
15,8	63,2	27,4	62,5	1,1
16,4	62,6	26,6	60,0	1,0
18,3	60,9	24,6	53,4	0,8

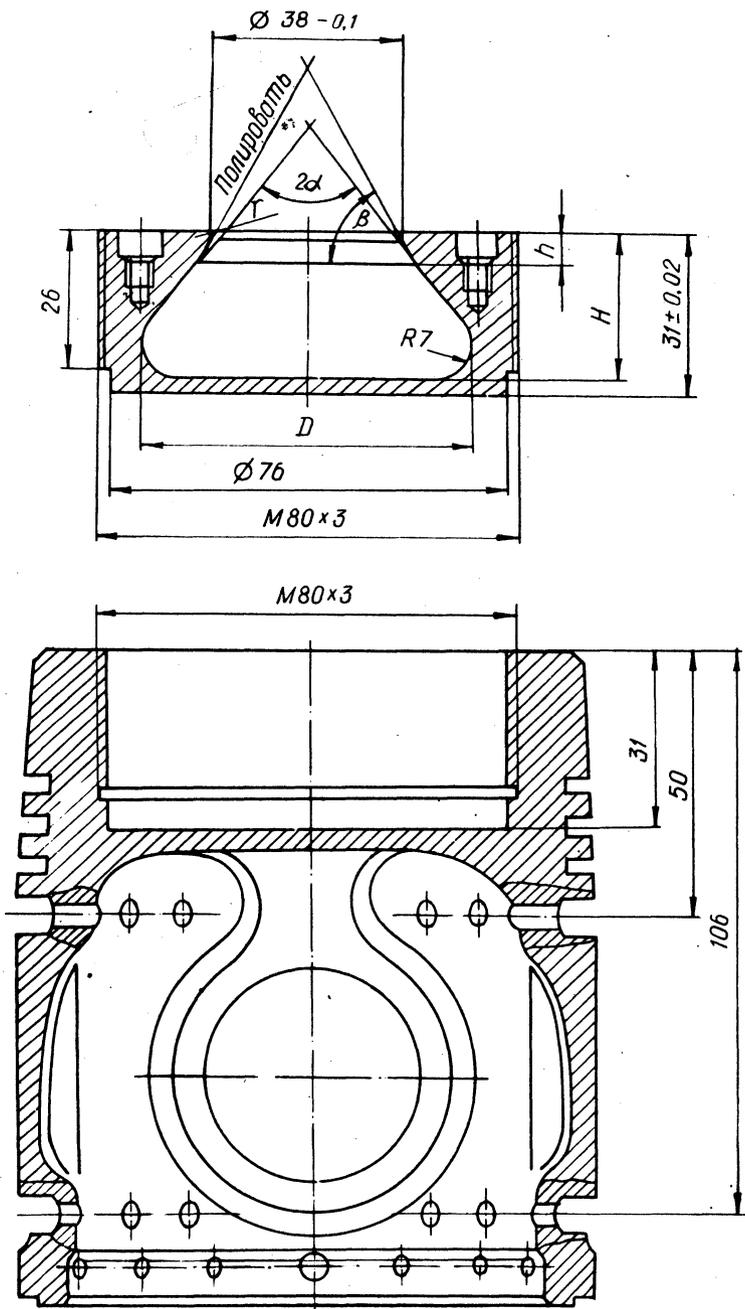


Рис. 3. Экспериментальный поршень.

Исследовалось влияние величины степени сжатия на показатели рабочего процесса двигателя. Степень сжатия изменялась в пределах 15,0—18,3 (табл. 2) при сохранении постоянным относительного объема камеры сгорания $\frac{V_k}{V_c} = 0,785$.

Изменение степени сжатия достигалось одновременным изменением объема камеры в поршне V_k и величины надпоршневого зазора l при неизменном утопании клапанов, равном 0,2 мм

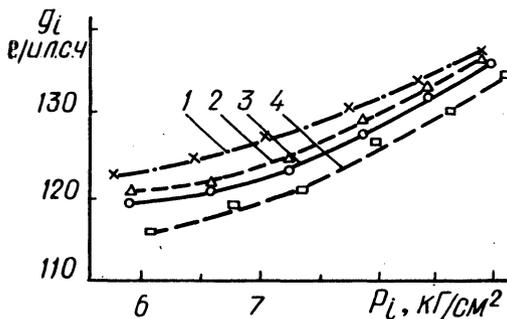


Рис. 4. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от величины степени сжатия:

1— $\epsilon = 15,0$; 2— $\epsilon = 15,8$; 3— $\epsilon = 16,4$; 4— $\epsilon = 18,3$.

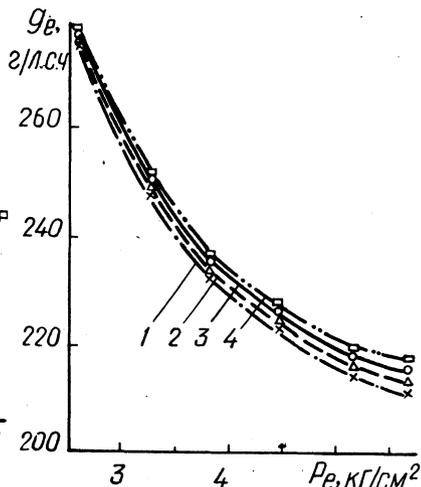


Рис. 5. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от величины степени сжатия (обозначения те же, что и на рис. 4).

При увеличении ϵ от 15,0 до 18,3 g_i снижается во всем интервале изменения p_i в среднем на 5 г/и.л.с.ч. (рис. 4), что связано с увеличением термического к.п.д. цикла. Изменение ϵ в интервале 15,0—16,4 практически не меняет g_e (рис. 5). Увеличение ϵ до 18,3 ухудшает эффективную экономичность двигателя. При $p_e = 5,66$ кг/см² рост g_e по сравнению с $\epsilon = 15,0$ составляет 3 г/э.л.с.ч. Это увеличение расхода топлива обусловлено ростом p_T . С увеличением ϵ от 15,0 до 18,3 возрастает p_{max} от 74,0 до 82 кг/см², а

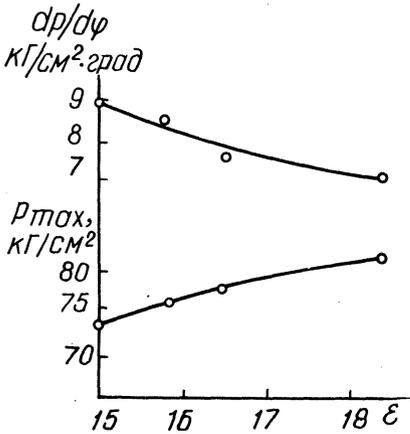


Рис. 6. Влияние величины степени сжатия на максимальное давление и жесткость сгорания.

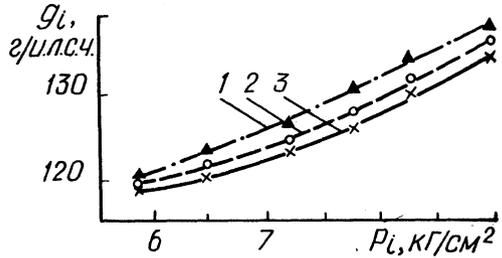


Рис. 7. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от величины относительного объема камеры сгорания:

$$1 - \frac{V_k}{V_c} = 0,74; \quad 2 - \frac{V_k}{V_c} = 0,77; \quad 3 - \frac{V_k}{V_c} = 0,79.$$

жесткость сгорания уменьшается с 8,9 до 7,2 кг/см²·град (рис. 6). Увеличение p_{max} обусловлено возрастанием давления конца сжатия при больших ϵ , а снижение жесткости — уменьшением периода задержки воспламенения в результате увеличения температуры и давления конца сжатия.

Полученные при испытаниях значения p_{max} и $\frac{dp}{d\varphi}$ для различных степеней сжатия не превышают допустимых пределов для современных быстроходных дизелей.

В последующих опытах определялось выявление на экономичность рабочего цикла величины относительного объема камеры сгорания $\frac{V_k}{V_c}$. Изменение величины $\frac{V_k}{V_c}$ осуществлялось путем одновременного изменения объема V_k камеры в поршне и величины утопания клапанов при постоянных значениях степени сжатия $\epsilon = 16,4$ и величины надпоршневого зазора $l = 1,0$ мм. Размеры камеры в поршне и величины утопания клапанов K , соответствующие различным значениям $\frac{V_k}{V_c}$, приведены в табл. 3.

Таблица 3

$\frac{V_k}{V_c}$	Конструктивные параметры камеры сгорания			
	Диаметр D, мм	Высота H, мм	Объем V_k , см ³	Утопание K, мм
0,74	62,6	26,6	60,0	1,4
0,77	63,1	27,2	62,0	0,8
0,79	63,5	27,8	63,8	0,2

При увеличении $\frac{V_k}{V_c}$ от 0,74 до 0,79 при $p_i g_i = 9,0 \text{ кг/см}^2$ уменьшается на 3,5 г/и.л.с.ч. и в исследованном интервале зависимость g_i от $\frac{V_k}{V_c}$ имеет линейный характер (рис. 7). Улучшение экономических показателей цикла в основном обусловлено увеличением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания.

Наибольшее значение величины относительного объема камеры сгорания определяется конструктивными и технологическими возможностями. В двигателе Д-240 величина $\frac{V_k}{V_c} = 0,75$, что меньше, чем у ряда современных тракторных двигателей подобного класса [2]. Одним из путей повышения относительного объема камеры сгорания двигателя Д-240 является уменьшение величины утопания клапанов, которая в настоящее время составляет 1,0 мм. Уменьшение утопания каждого клапана до нуля позволит увеличить отношение $\frac{V_k}{V_c}$ до 0,77. Такое увеличение отношения $\frac{V_k}{V_c}$ при прочих равных условиях обеспечивает снижение g_i примерно на 1,5 г/и.л.с.ч.

Однако при существующих фазах газораспределения уменьшение утопания клапанов невозможно из-за неизбежных ударов клапана о поршень в конце выпуска.

Была проведена экспериментальная проверка работы двигателя при измененных фазах газораспределения.

Исследовалось влияние на показатели двигателя момента закрытия выпускного клапана при неизменных фазах впускного клапана (17--56°) и опережения открытия впускного клапана при неизменных фазах выпускного клапана (56--17°). Фаза изменялась путем поворота на работающем двигателе выпускного или впускного кулачков относительно коленчатого вала. Ре-

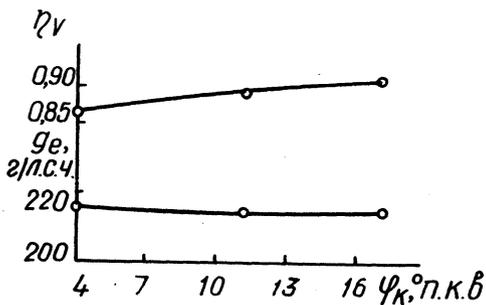


Рис. 8. Влияние запаздывания закрытия выпускного клапана на коэффициент наполнения и удельный расход топлива.

результаты опытов показали, что уменьшение запаздывания закрытия выпускного клапана φ от 17 до 4^о ведет к снижению η_v на 0,04 и увеличению g_e на 3,5 г/э.л.с.ч. (рис. 8). Рост g_e обусловлен наряду с падением η_v увеличением p_T , вследствие повышения давления в цилиндре двигателя при приближении поршня к в.м.т. в конце выпуска. Изменение угла опережения открытия впускного клапана от 17 до 4^о практически не сказало влияния на показатели рабочего цикла дизеля.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Оптимальная величина утопания носка распылителя относительно плоскости головки цилиндров составляет 0,8--1,5 мм.

2. Отклонение осей распыливающих отверстий форсунки в вертикальной плоскости не должно превышать $\pm 3^\circ$ от оптимального значения.

3. Увеличение толщины кромки камеры сгорания ухудшает экономичность двигателя. Штатная камера сгорания и камеры сгорания с толщиной кромки 2 мм и двойным углом наклона стенки 60 и 45^о обеспечивают одинаковую экономичность двигателя.

4. Оптимальная величина степени сжатия составляет 15,0--16,4. Дальнейшее увеличение ϵ ухудшает эффективную экономичность двигателя.

5. Повышение относительного объема камеры сгорания $\frac{V_k}{V_c}$ на 0,02 уменьшает удельный индикаторный расход топлива при полной нагрузке на 1,5 г/и.л.с.ч.

6. Для обеспечения возможности увеличения $\frac{V_k}{V_c}$ целесообразно уменьшить угол опережения открытия впускного клапана с 17 до 4^о при сохранении общей продолжительности впуска.

Л и т е р а т у р а

1. Иванченко Н.Н. и др. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. Л., 1972. 2. Исследование тракторных двигателей. — "Труды НАТИ". М., 1969, вып. 199.

В.А. Рожанский, Ч.Б. Дробышевский

АНАЛИЗ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В КАМЕРЕ ТИПА ЦНИДИ В ПРИМЕНЕНИИ К БЫСТРОХОДНОМУ ДИЗЕЛЮ Д-240

Известно, что в дизелях, имеющих камеру сгорания в поршне, при такте сжатия воздух перетекает в камеру по определенным траекториям и со скоростью, зависящей от типа камеры, ее геометрии и скоростного режима. Причем в открытых, неглубоких камерах сгорания движение воздушных потоков за счет вытеснения сравнительно слабое, а потому имеет второстепенное значение (камеры типа ЯМЗ, Перкинс) и, наоборот, в относительно глубоких камерах с узкой горловиной формирующийся вихрь при вытеснении воздуха поршнем — решающий фактор для обеспечения хорошей экономичности процесса. Типичным представителем камеры сгорания второго типа является камера типа ЦНИДИ, в которой на такте сжатия при подходе поршня к в.м.т. радиальные потоки воздуха трансформируются в осевой поток за горловиной камеры, а затем осевое движение потока переходит во вращательное.

На рис. 1 приведены зависимости радиальных W_p и осевых W_0 скоростей, а также удельной энергии $E_{уд}$ в камере сжатия двигателя Д-240 в зависимости от величины надпоршневого зазора h на прогревом двигателе при следующих параметрах: объем камеры в поршне $V_k = 60 \text{ см}^3$; степень сжатия $\varepsilon = 16$; коэффициент наполнения $\eta_V = 0,86$, объем подклапанных гнезд $V_{кл} = 6,0 \text{ см}^3$.

Расчет осевой скорости W_0 производился по формуле, взятой из работы [1], в которую на основании работы [2] введен коэффициент сужения α , учитывающий изменение сечения струи воздуха за горловиной при подходе поршня к в.м.т.

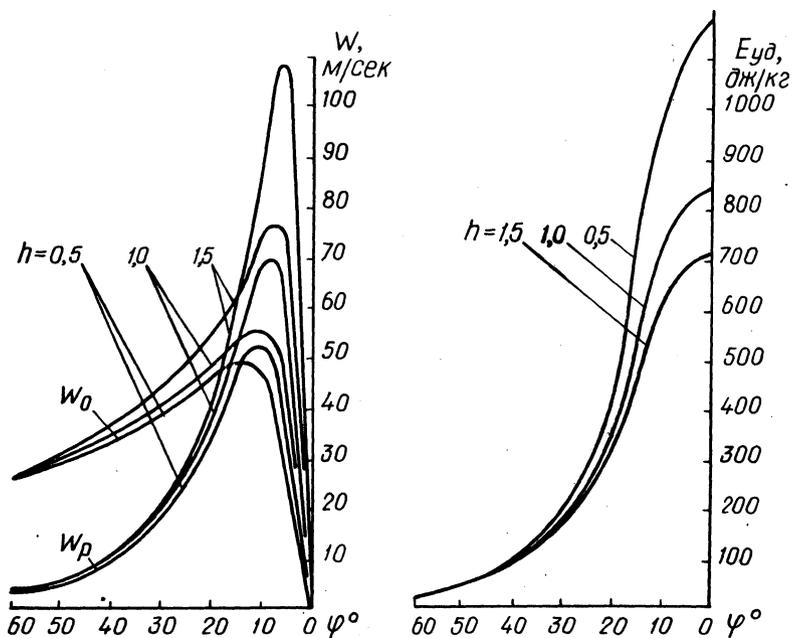
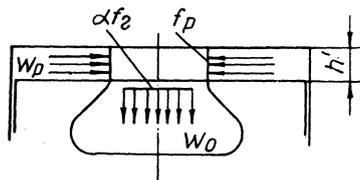


Рис. 1. Изменение осевой W_0 , радиальной W_p скоростей перетекания и удельной энергии $E_{уд}$ при разных значениях надпоршневого зазора h на номинальном скоростном режиме.

$$W_0 = \frac{\pi n}{30} \frac{V_k}{f_r \alpha} \frac{f(\varphi)}{\left[\frac{2}{e-1} + \psi(\varphi) \right]},$$

где n — число оборотов коленчатого вала в минуту; f_r — площадь горловины камеры, см²; α — коэффициент сужения струи воздуха за горловиной камеры.

$$\alpha = 0,615 \left(1 - e^{-\frac{12,3h^1}{d}} \right),$$

где h^1 — текущий надпоршневой зазор, мм; d — диаметр горловины, мм; $f(\varphi)$ и $\Psi(\varphi)$ — кинематические функции перемещения поршня.

Расчет радиальной скорости перетекания W_{Γ} через кольцевую щель над горловиной камеры производился по формуле, выведенной исходя из предположения, что количество воздуха, перетекающего через горловину камеры сгорания и кольцевую щель над горловиной за элементарный отрезок времени пропорционально вытесняющим эти объемы воздуха соответствующим площадям поршня, а плотность воздуха во всех точках камеры сжатия одинаковая:

$$W_p = C \frac{W_0 \alpha}{\Psi(\varphi) + 2\delta_h},$$

где $C = \frac{d(D^2 - d^2)}{2SD^2}$; $\delta_h = \frac{h}{S}$; D — диаметр цилиндра, мм; S — ход поршня, мм.

Расчет кинетической энергии воздушного потока производился по методике [3].

На основании анализа работ [2,3,4], а также исследований, проведенных на ММЗ, можно описать предполагаемый процесс образования вихря в камере сгорания. Наибольший интерес представляет угол поворота коленчатого вала 15° до в.м.т. — в.м.т., т.е. тот угол, где начинается подача топлива в камеру, скорости перетекания воздуха возрастают, а коэффициент сужения воздушного потока за горловиной камеры уменьшается.

Так, на номинальном скоростном режиме при положении поршня на такте сжатия за 40° до в.м.т. скорость воздуха за горловиной камеры W_0 ($h = 0,5$ мм) равна $37,4$ м/сек, а коэффициент сужения потока $\alpha = 0,615$; за 15° до в.м.т. $W_0 = 58,4$ м/сек; $\alpha = 0,398$; за 10° до в.м.т. $W_0 = 71,5$ м/сек; $\alpha = 0,26$; за 5° до в.м.т. $W_0 = 74,3$ м/сек, $\alpha = 0,141$.

Таким образом, при подходе поршня к в.м.т. и перетекании воздуха в камеру активное сечение горловины уменьшается с одновременным ростом скорости потока с точкой перегиба в зоне $7^\circ - 5^\circ$ до в.м.т. На рис. 2 представлена предполагаемая

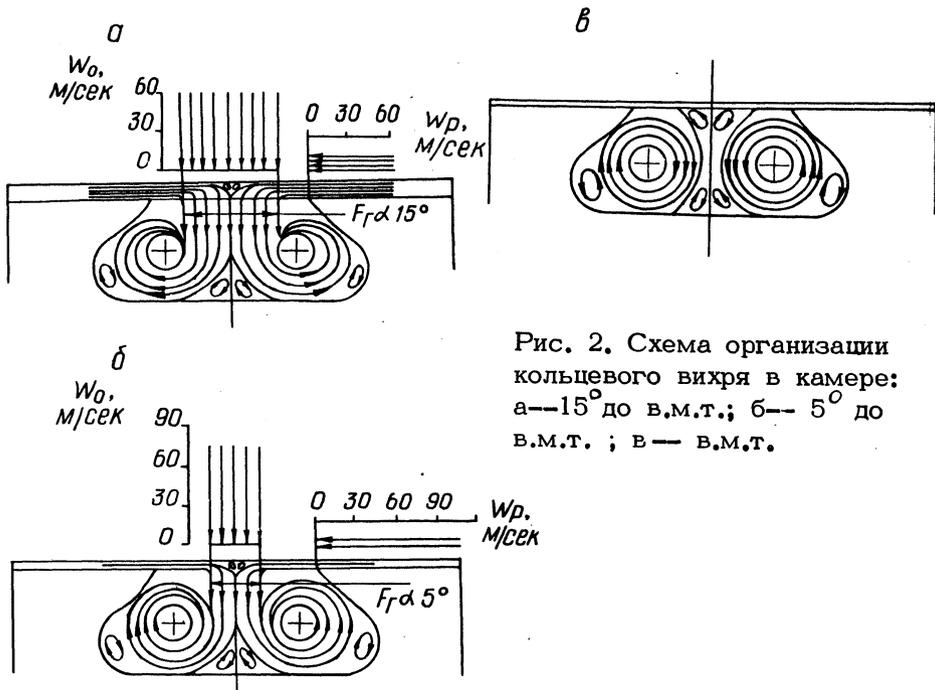


Рис. 2. Схема организации кольцевого вихря в камере: а-- 15° до в.м.т.; б-- 5° до в.м.т. ; в-- в.м.т.

структура вихря при подходе поршня в в.м.т. При втекании потока воздуха в камеру периферийные слои потока начинают перемещаться по наименьшему радиусу, а центральные -- по наибольшему. При этом над горловиной и в нижней части камеры создаются зоны местной циркуляции воздуха. По мере подхода поршня к в.м.т. сечение воздушного потока уменьшается, а расстояние от оси вращения вихря до периферийных слоев потока увеличивается. Таким образом, последовательно входящие в камеру сгорания порции воздуха, имеющие к тому же большую скорость, чем предыдущие, начинают вращаться на большем радиусе; происходит как бы послойное увеличение диаметра вихря, и каждый последующий слой имеет большую скорость (за исключением поворота коленчатого вала 5° до в.м.т.-в.м.т.).

Однако в этом диапазоне угла поворота коленчатого вала в камеру перетекает всего 5% массы воздуха, в то время, как в диапазоне 15° - 5° до в.м.т. количество перетекающего воздуха составляет 31% от массы воздуха, находящегося в камере сгорания при положении поршня в в.м.т. Эта масса является

определяющей при смесеобразовании, так как она перетекает с наибольшей скоростью и удваивает удельную энергию заряда $E_{уд}$. Одновременно с формированием в камере устойчивого кольцевого вихря происходит процесс топливоподачи в камеру; действительное начало подачи топлива начинается за 13—15 до в.м.т.

По мере перемещения сильно турбулизованных факелов топлива через практически встречный вихревой поток воздуха мелко распыленное топливо затормаживается и вовлекается во вращательное движение. Как следует из работ Д.Н. Вьюрובה [5], при впрыске в бомбу с давлением $p = 30 \text{ кг/см}^2$ капли топлива $d_k = 10\text{--}20 \text{ мк}$ практически теряют свою скорость через 0,1—0,5 мсек. Очевидно, при встречном вихре время затормаживания таких капель топлива будет меньше и будут затормаживаться также более крупные капли.

По мере подхода поршня к в.м.т. сужение потока воздуха увеличивается и каждый последующий слой воздуха с захваченным топливом оказывается на большем диаметре кольцевого вихря, а предыдущие топливо-воздушные слои отжимаются к центру вихря. Происходит как бы послойное смесеобразование, причем, в этот период до начала видимого сгорания значительную роль играют испарение, диффузия и местная турбулентность.

Известно, что в процессе впрыска происходит сильная турбулизация факела. Факел состоит из мелких на периферии и более крупных капель и их скоплений в центральной части. С началом развития факела в камере и его взаимодействия с потоками воздуха, имеющими высокую температуру, начинается интенсивное испарение. Так, по данным работы [5], время полусгорания частиц топлива размером $d_k = 10 \text{ мк}$ для условий $Nu = 2$ составляет 0,2—0,8 мсек. В реальном случае при впрыске топлива в камеру сгорания происходит интенсивное движение вихря, следовательно, испарение еще более интенсивно и за период задержки воспламенения, который составляет для двигателя Д-240 на номинальном режиме работы 1,0—1,15 мсек, испарится значительное количество топлива. Таким образом, в зоне кольцевого вихря образуется довольно однородная топливо-воздушная смесь с местными переобогащениями в зоне топливных факелов.

Более крупные частицы топлива диаметром 40 мк и больше, по данным ЦНИДИ [6], долетают до стенок камеры, где и оседают, образуя неоднородное пленочное и капельное покры-

тие с топливно-воздушным слоем над поверхностью. Организованный воздушный вихрь, несколько деформируясь у наклонной поверхности камеры, сдувает эту паровоздушную смесь и вовлекает во вращательное движение.

К моменту начала воспламенения поршень находится в в.м.т., перетекание воздуха закончилось, кольцевой вихрь принял окончательные размеры и структуру. Первые порции топливно-воздушной смеси вынесены к центру горловины камеры, смесеобразование продолжается за счет вихревого движения воздуха, испарения, диффузии и местной турбулентности, в том числе и за счет испарения топлива с поверхности камеры, хотя, как указывают некоторые исследователи [7], процент испарения топливной пленки за период задержки воспламенения незначителен.

Следует отметить, что величина надпоршневого зазора активно влияет на скорость и энергию заряда в диапазоне 20° до в.м.т. — в.м.т. Так, при увеличении надпоршневого зазора на прогревом двигателе с $h = 0,5$ мм до $h = 1$ мм, что соответствует $h_x = 1$ мм и 1,5 мм на холодном двигателе, максимальная скорость воздуха за горловиной уменьшается на 26,6%, а удельная энергия — на 30,3%. Следовательно, можно утверждать, что в данном случае меняется и скорость кольцевого вихря.

Для проверки степени влияния на экономичность процесса организованного кольцевого вихря и надпоршневого зазора как инструмента изменения скорости воздуха на ММЗ были проведены следующие опыты.

В камеру сгорания устанавливался цилиндрический тонкостенный стальной стакан, диаметр которого соответствовал диаметру нейтральной оси расчетного кольцевого вихря, а высота — максимальному радиусу вращения вихря вокруг нейтральной оси. С целью проверки влияния разогретой массы вставки на процесс была установлена также теплоизолированная коническая вставка, не мешающая организации кольцевого вихря (рис. 3). Из приведенных нагрузочных характеристик следует, что при установке цилиндрической вставки на нагрузке $P_e = 6,7$ кг/см² экономичность ухудшилась на 19 г/э.л.с.ч.; уменьшение высоты вставки с 12 мм до 6 мм ухудшило экономичность на 10 г/э.л.с.ч., и установка теплоизолированной конической вставки не изменила экономичности по сравнению со штатной комплектацией.

Таким образом, было подтверждено решающее значение для обеспечения высокой экономичности камеры типа ЦНИДИ орга-

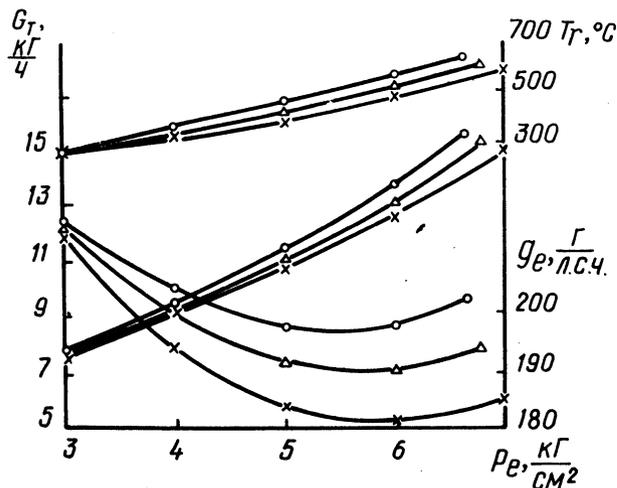
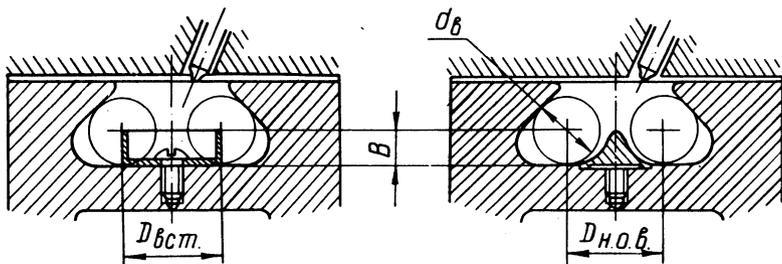


Рис. 3. Экономичность процесса при наличии организованного кольцевого вихря и при общей турбулизации в камере сгорания:

\times — \times — штатная камера двигателя Д-240 и камера с коническим вытеснителем в центре. Расчетный диаметр нейтральной оси кольцевого вихря — $D_{н.о.в.}$; $d_в$ — диаметр вихря; \circ — \circ — камера с цилиндрической тонкостенной вставкой — $B = d_в/2$; $D_{вст} = D_{н.о.в.}$; \triangle — \triangle — камера с подрезанной вставкой — $B_{вст} = \frac{d_в}{4}$.

низованного движения воздушного заряда. Сохранение скорости перетекания за горловиной камеры и наличие общей турбулизации недостаточны для обеспечения удовлетворительного протекания рабочего цикла.

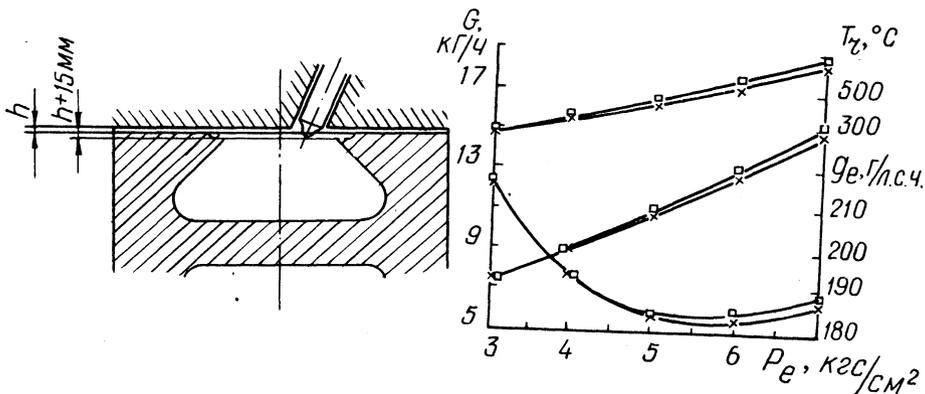


Рис. 4. Зависимость экономичности процесса от величины надпоршневого зазора в зоне горловины камеры: x—x — штатная камера сгорания; □—□ — надпоршневой зазор увеличен на 1,5 мм.

Для выявления влияния надпоршневого зазора на экономичность процесса была снята исходная нагрузочная характеристика, а затем в зоне горловины камеры была выполнена цековка на глубину 1,5 мм и снята нагрузочная характеристика (рис. 4). Из графика следует, что экономичность двигателя на номинальном режиме ухудшилась на 2,5—3 г/э.л.с.ч. С учетом снижения отношения V_k/V_c на 0,01 ухудшение экономичности за счет уменьшения скорости перетекания составило 1—1,5 г/э.л.с.ч.

В ы в о д ы

1. В камере сгорания типа ЦНИДИ при такте сжатия образуется организованное, направленное движение воздуха в виде кольцевого вихря.
2. При впрыске топлива в течение периода задержки воспламенения происходит послойное смесеобразование с отжатием ранее вошедших во вращательное движение порций топливно-воздушной смеси к центру вихря.
3. Организованное движение воздуха в камере типа ЦНИДИ является таким же важным фактором для обеспечения высокой экономичности процесса, как и для открытых камер сгорания.
4. Влияние величины надпоршневого зазора на рабочий процесс двигателя с камерой сгорания типа ЦНИДИ обусловлено также изменением при этом параметров кольцевого вихря.

Л и т е р а т у р а

1. Исследование процессов смесеобразования двигателей с воспламенением от сжатия. — "Труды НАМИ." М., 1953, вып. 69.
2. Володин В.М. Методика расчета и анализ параметров камеры сгорания дизеля. — "Изв. высш. учеб. завед. Машиностроение. М., 1968, № 12.
3. Володин В.М. Исследование воздушных потоков в камере сгорания типа ЦНИДИ. — Канд. дис. М., 1969.
4. Левко С.И. Конструкция камеры сгорания полуразделенного типа и результаты ее испытания. Исследование рабочего процесса в дизелях. — "Труды ЦНИДИ". М., 1950, вып. 17 Л.
5. Вырубов Д.Н. Смесеобразование в двигателях дизеля. — В сб.: Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. М., 1946.
6. Иванченко Н.Н. и др. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. Л., 1972.
7. Meurer Siegfried. Der Wandel in der Vorstellung vom Adlaut der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. — MTZ, 1966, Bd 27, N 34.

В.С. Грачев, В.М. Никитин, З.М. Ройфберг

ПРИМЕНЕНИЕ АНАЛИЗА РАЗМЕРНОСТЕЙ ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ ИССЛЕДОВАНИИ ДИЗЕЛЯ А-01М С ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ

Существующие теоретические и экспериментальные методы определения параметров дизелей с газотурбинным наддувом — весьма громоздки и сложны, требуют значительных затрат времени и определения большого количества взаимозависимых факторов в эксперименте. Часто при определении параметров такого дизеля необходимо дополнительно привлекать данные безмоторных испытаний турбокомпрессора.

Применение анализа размерностей при исследованиях двигателей внутреннего сгорания может существенно упростить методику проведения эксперимента и анализ экспериментальных данных.

С целью определения обобщающих параметров и было проведено настоящее исследование на дизеле А-01М с газотурбинным наддувом, укомплектованным турбокомпрессором ТКР-11. План эксперимента включал снятие серии скоростных характеристик дизеля во всем возможном диапазоне его работы.

Путем последовательного исключения переменных и соответствующего анализа полученных безразмерных критериев были выбраны следующие определяющие параметры:

$M_{дв}$, M_k , M_T — крутящие моменты соответственно двигателя

компрессора и турбины;

ω — угловая скорость ($\omega_{дв}$ или $\omega_{трк}$ соответственно двигателя и турбокомпрессора);

G_B — расход воздуха двигателем;

h_p — ход рейки топливного насоса;

γ_k , γ_T — удельные веса соответственно воздуха на выходе из компрессора и газа на выходе из турбины;

$f_{диф}$, $f_{с.а}$ — проходное сечение соответственно безлопаточного диффузора компрессора и соплового аппарата турбины;

g — ускорение силы тяжести.

Между этими величинами существуют следующие соотношения:

$$M_{дв} = f_1 (\omega_{дв}, \omega_{трк}, G_B, h_p);$$

$$M_k = f_2 (\omega, \gamma_k, g, f_{диф});$$

$$M_T = f_3 (\omega, \gamma_T, g, f_{с.а}).$$

В соответствии с методикой, изложенной в работе [1], выбираем основные размерности: M — масса, L — длина, θ — время. Тогда после соответствующего решения и некоторых преобразований в системе основных единиц $ML\theta$, получаем функции безразмерных комбинаций переменных:

$$\frac{M_{дв} \omega_{дв}}{h_p G_B} = f_4 \left(\frac{\omega_{трк}}{\omega_{дв}} \right);$$

$$\frac{M_k}{\gamma_k f_{диф}^2} = f_5 \left(\frac{g}{\omega_{дв} \omega_{трк} \sqrt{f_{диф}}} \right);$$

$$\frac{M_T}{\gamma_T f_{c.a}^2} = f_6 \left(\frac{g}{\omega_{дв} \omega_{ткр} \sqrt{f_{c.a}}} \right).$$

Введем соответствующие обозначения безразмерных комбинаций:

$$\bar{M}_{дв} = f_4 (\bar{\omega}_{ткр});$$

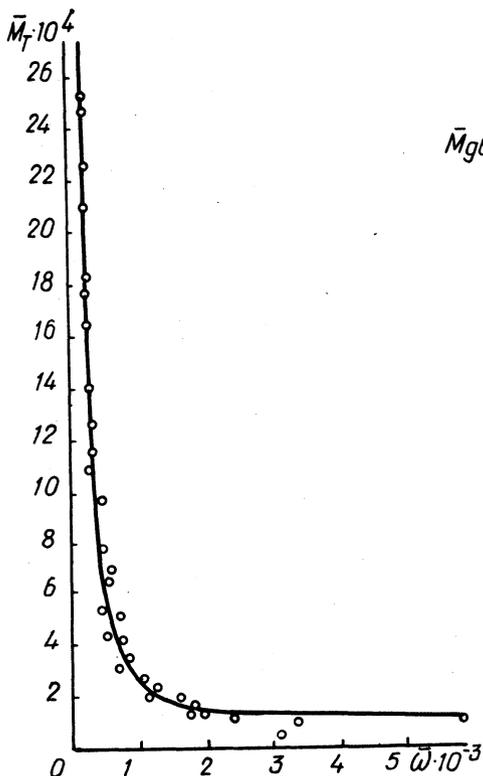


Рис. 1. Безразмерная зависимость $\bar{M}_{дв} = f_4 (\bar{\omega}_{ткр})$:

••• — экспериментальные точки; — — аппроксимирующая кривая (эти же обозначения верны для рис. 2 и 3).

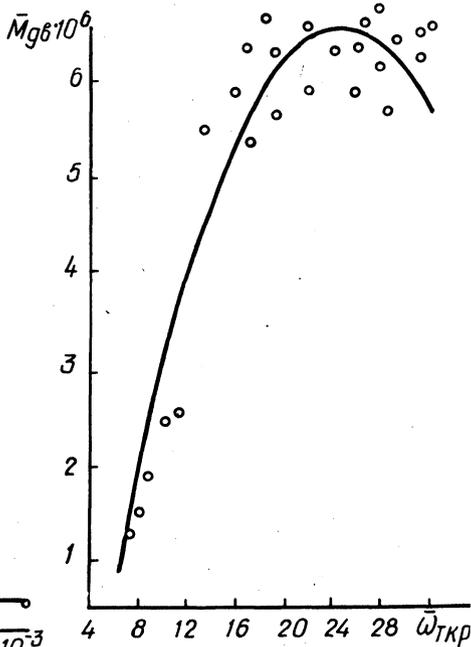


Рис. 2. Безразмерная зависимость $\bar{M}_к = f_5 (\bar{\omega}_к)$.

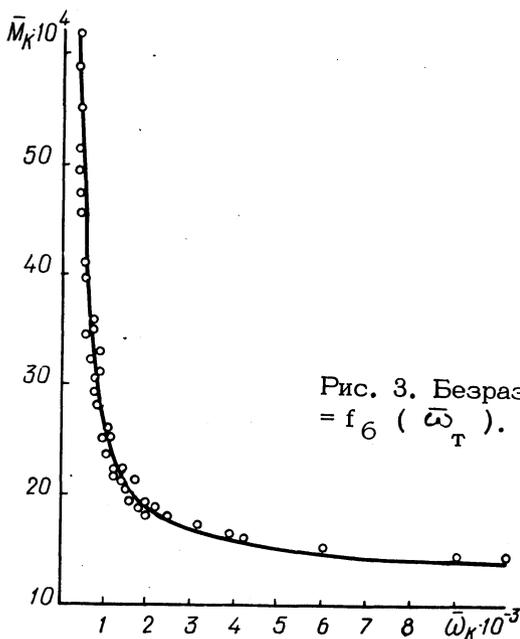


Рис. 3. Безразмерная зависимость $\bar{M}_T = f_6 (\bar{\omega}_T)$.

$$\bar{M}_k = f_5 (\bar{\omega}_k);$$

$$\bar{M}_T = f_6 (\bar{\omega}_T),$$

где $\bar{M}_{дв}$, \bar{M}_k , \bar{M}_T — соответствующие приведенные крутящие моменты; $\bar{\omega}_{ткр}$ — приведенная угловая скорость турбокомпрессора; $\bar{\omega}_k$, $\bar{\omega}_T$ — безразмерные критерии компрессора и турбины.

Полученные функции f_4 , f_5 , f_6 позволяют существенно упростить эксперимент, так как вместо изменения поочередно каждой из переменных в функциях f_1 , f_2 , f_3 исследователь теперь изменяет лишь одну безразмерную комбинацию переменных преобразованных зависимостей. Кроме того, в данном случае нет необходимости стабилизировать все переменные на определенном уровне при одновременном изменении одного какого-либо фактора.

Результаты эксперимента для безразмерных параметров удобно представить в виде формул, которые легко находятся

применением способа наименьших квадратов для соответствующих аппроксимирующих функций.

В результате решения на ЭВМ "Промінь-1М" были получены частные зависимости приведенных моментов двигателя, компрессора и турбины для дизеля А-01М с газотурбинным наддувом от соответствующих безразмерных критериев:

$$\bar{M}_{\text{дв}} = -0,344 + 0,811 \left(\frac{\omega_{\text{ткр}}}{\omega_{\text{дв}}} \right) - 0,164 \left(\frac{\omega_{\text{ткр}}}{\omega_{\text{дв}}} \right)^2;$$

$$\bar{M}_{\text{к}} = 0,0074 \left(\frac{g}{\omega_{\text{дв}} \omega_{\text{ткр}} \sqrt{f_{\text{диф}}}} \right)^{1,23} + 0,135;$$

$$\bar{M}_{\text{т}} = 1,56 \left(\frac{g}{\omega_{\text{дв}} \omega_{\text{ткр}} \sqrt{f_{\text{с.а}}}} \right)^{-1,7} + 1,12.$$

Результаты эксперимента в диапазоне оборотов дизеля $n = 900\text{--}2000$ об/мин и хода рейки $h_p = 5\text{--}12$ мм и соответствующие аппроксимирующие кривые представлены на рис. 1—3.

Таким образом, применение анализа размерностей при экспериментальном исследовании дизелей позволяет получить обобщенные критериальные зависимости переменных параметров и значительно облегчить проведение эксперимента и обработку его результатов.

Л и т е р а т у р а

1. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М., 1972.
2. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М., 1967.

В.А. Рожанский, В.А. Роткович, Ч.Б. Дробышевский РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ ФАЗ ВПУСКА И ПАРАМЕТРОВ ВПУСКНОГО ТРАКТА ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВОГО ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Подбор фаз газораспределения тракторного двигателя чаще всего производится на основе статистического анализа существ-

вующих конструкций с последующей опытной доработкой. В статье приведены результаты исследований по уточнению фаз впуска двигателя Д-240 и некоторых размеров его впускного тракта.

Существующие на двигателе фазы впуска: 17° до в.м.т. — 56° после н.м.т., выпуска: 56° до н.м.т. — 17° после в.м.т. и профиль кулачков были взяты с двигателя СМД-14.

Опыты по подбору фаз впуска проведены в два этапа: первый — подбор фазы конца впуска при существующем начале и второй — подбор фазы начала впуска при найденном оптимальном конце. Фазы выпуска во всех опытах оставались неизменными. Опыты первого этапа проводились в диапазоне 1600—2250 об/мин, а второго этапа только на номинальных 2200 об/мин, так как угол начала впуска мало зависит от оборотов двигателя [1]. Нагрузка во всех опытах поддерживалась равной $p_e = 6,5 \text{ кг/см}^2$.

Опыты первого этапа проводились с кулачковыми валами, позволяющими получать фазы конца впуска: 40° , 46° , 56° , 68° п.к.в. после н.м.т. при фазе начала впуска 17° п.к.в. до в.м.т.

Результаты опытов показали (рис. 1), что максимальное наполнение на исследуемых скоростных режимах достигается с фазами конца впуска $40\text{—}46^\circ$, а при 2250 об/мин — только с

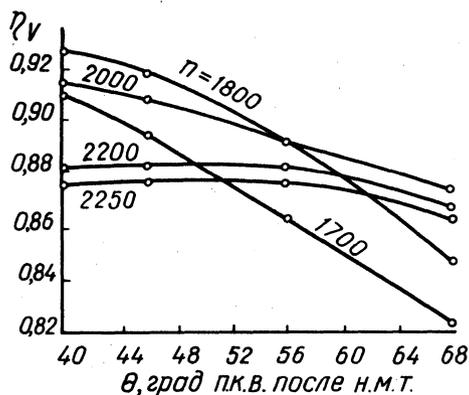


Рис. 1. Зависимость коэффициента наполнения η_v двигателя Д-240 от фазы конца впуска θ и оборотов коленчатого вала n .

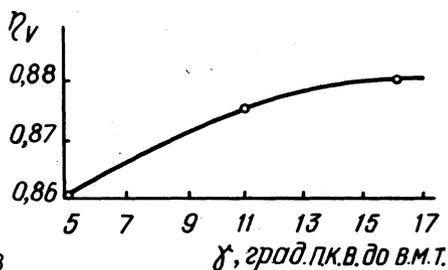


Рис. 2. Зависимость коэффициента наполнения η_v двигателя Д-240 от фазы начала впуска γ .

ном трубопроводе и второй — определение длины и объема впускного трубопровода.

Осциллографированием давлений во впускном трубопроводе и перемещений впускных клапанов при фазах впуска (рис. 3): 17—56° и 5—40° установлено, что пик волны давления возникает в горловине клапана при подъеме клапана, равном 1,5 мм. Учитывая, что скорость распространения волны по трубопроводу известна и равна скорости звука, и, исходя из предположения, что характер волны при открытии впускного клапана и закрытии подобен, длину впускного трубопровода, необходимую для получения максимального наполнения цилиндров двигателя для данного числа оборотов, предлагается рассчитывать по формуле

$$L = \frac{C \varphi}{6 K n} \text{ м, где } L \text{ — длина впускного трубопровода от горловины клапана до кромки воздухоочистителя; } C \text{ — скорость звука во впускном трубопроводе, м/сек. По данным [2] } C = 340 \text{ м/сек; } \varphi \text{ — угол поворота коленчатого вала в градусах, на протяжении которого подъем впускного клапана превышает 1,5 мм; } \varphi = 200^\circ; n \text{ — число оборотов двигателя в минуту; } K \text{ — число повторных проходов волны давления по трубопроводу длиной } L \text{ м за } \varphi \text{ градусов поворота коленчатого вала.}$$

Для индивидуальных и разветвленных трубопроводов, равной длины в работе [2] рекомендуется принимать числа двойных проходов 2; 3; 4 и 5, т.е. $K = 4; 6; 8; 10$. Для разветвленных трубопроводов разной длины четырехцилиндрового двигателя предлагается формула расчета средней длины $L_{\text{ср}} = \frac{C}{6 K_{\text{ср}} n}$ м, где $K_{\text{ср}} = \frac{K_1 + K_2}{2}$; $K_{\text{ср}} = 5; 7; 9; 11$, а K_1 и K_2 — целые четные числа 4, 6, 8 и 10.

Опыты по подбору оптимальных средних длины и объема впускного трубопровода проводились при средних длинах 0,84; 0,94; 1,04; 1,19; 1,29 и диаметре изменяемого участка трубопровода, равном 0,06 м, на режимах 1700—2250 об/мин и $p_e = 6,5 \text{ кг/см}^2$.

Результаты опытов показали (рис. 4), что ошибка расчета средней длины впускного тракта не превысила 2%, а средний объем впускных трубопроводов, обеспечивающий максимальное наполнение, равен 2,66 л.

Для получения близких значений коэффициента наполнения двигателя Д-240 на номинальном режиме 2200 об/мин и режи-

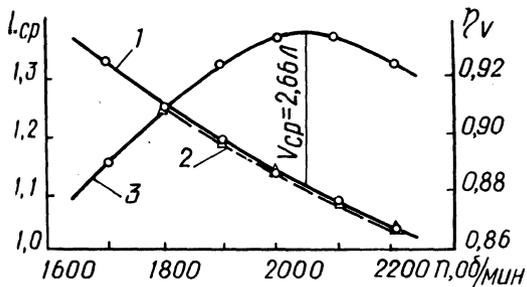


Рис. 4. Средние длина L_{cp} и объем V_{cp} впускных трубопроводов, обеспечивающие максимальный коэффициент наполнения η_v при разных оборотах коленчатого вала n : 1— L_{cp} расчет; 2— L_{cp} ср.экспл 3— η_v при L_{cp} оптим.

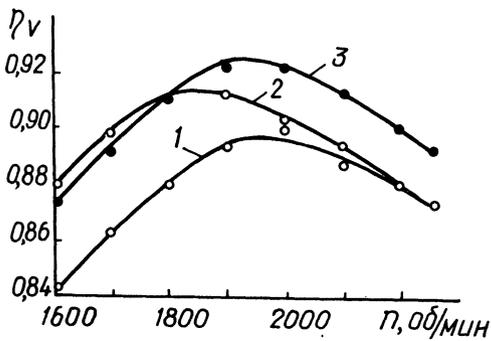


Рис. 5. Коэффициент наполнения η_v в зависимости от n при разных фазах впуска и впускных трубопроводах: 1— фазы впуска: $17^\circ-56^\circ$, длина впускных трубопроводов $L_{cp} = 1,29$ м, объем $V_{cp} = 3,17$ л; 2— $16^\circ-46^\circ$, $L_{cp} = 1,29$ м, $V_{cp} = 3,17$ л; 3— $16^\circ-46^\circ$, $L_{cp} = 1,18$ м, $V_{cp} = 2,66$ л.

ме максимального крутящего момента 1700 об/мин приняли среднюю длину трубопроводов:

$$L_{cp} = \frac{L_{1\text{ ср.опт}} + L_{2\text{ ср.опт}}}{2} = 1,18 \text{ м, где } L_{1\text{ ср.опт}} \text{ и}$$

$L_{2\text{ ср.опт}}$ — средние длины трубопроводов, обеспечивающие максимальное наполнение при 2200 и 1700 об/мин соответственно.

Сравнительные испытания показали (рис. 5), что подобранный впускной трубопровод обеспечивает на режимах 1700—1800 об/мин наполнение, одинаковое с исходным трубопроводом, а при повышении оборотов обеспечивает постепенное увеличение и на режимах 2000—2250 об/мин повышает коэффициент наполнения на 0,02 по сравнению с последним.

Подобранные фазы впуска и впускной тракт обеспечили на режимах 1700—2200 об/мин коэффициент наполнения на

0,02—0,03 выше, чем при существующих на двигателе Д-240. Повышение наполнения обеспечило снижение удельного расхода топлива на 2 г/э.л.с.ч на режиме 2200 об/мин, $\rho_e = 7,2 \text{ кг/см}^2$ и на 4 г/э.л.с.ч на режиме 1700 об/мин, $\rho_e = 7,5 \text{ кг/см}^2$.

В ы в о д ы

1. Подобранные фазы впуска и впускной тракт обеспечили коэффициент наполнения на 0,02—0,03 выше во всем рабочем диапазоне оборотов двигателя Д-240.

2. Предложенный расчет средней длины впускных трубопроводов для четырехцилиндрового тракторного дизеля позволяет значительно сократить исследовательские работы.

Л и т е р а т у р а

1. Шевцов П.П., Терский Б.К. Исследование работы газораспределительного механизма, позволяющего изменять фазы на работающем двигателе. — "Автомобильная промышленность", 1966, № 11. 2. Broome D. Induction ram. — "Automobile engineer", 1969, № 4, 5, 6.

А.Г. Латокурский

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ А-41 ПРИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ

Эффективность системы жидкостного охлаждения может быть значительно повышена увеличением температуры охлаждающей жидкости, при котором возрастает отвод тепла с единицы поверхности решетки радиатора за счет увеличения температурного напора между теплоносителем в радиаторе и окружающей средой. В последнее время появилось ряд трудов, ставящих целью изучить показатели рабочего процесса различных по конструкции и размерам двигателей, работающих с повышенной температурой охладителя. Однако большая часть этих исследований проведена на сравнительно тихоходных двигателях большой размерности (судовых, тепловозных и стационарных). Работа двигателей автотракторного типа в условиях высокотем-

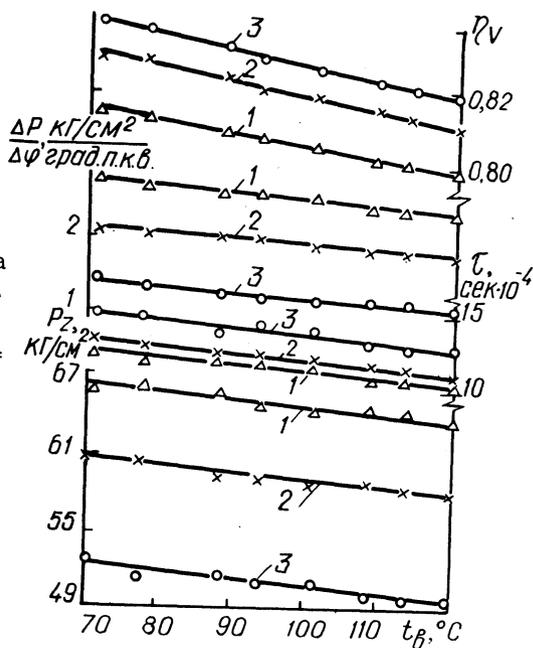
пературного охлаждения исследовалась очень мало, а поведение современных автотракторных дизелей при высокотемпературном охлаждении совсем не изучалось.

На кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Белорусского политехнического института создана экспериментальная установка и проведено исследование возможности и целесообразности повышения температуры охлаждающей воды на тракторном дизеле А-41 Алтайского моторного завода, являющемся типичным представителем автотракторных дизелей с непосредственным впрыском топлива.

При испытаниях двигатель работал без термостата и вентилятора, а в пробке радиатора была поставлена более жесткая пружина парового клапана для получения в системе охлаждения избыточного давления, позволяющего повышать температуру воды выше 100°C . Вода, непосредственно охлаждающая двигатель, отдавала отводимое от двигателя тепло в специальном теплообменнике, проходя через серийный радиатор.

При температуре воды $100-120^{\circ}\text{C}$ двигатель проработал на различных нагрузках около 45 ч. Неисправностей системы охлаждения и двигателя в целом, связанных с работой на повышенной температуре охлаждающей воды, не отмечалось.

Рис. 1. Влияние температуры охлаждающей воды на показатели рабочего процесса двигателя:
 1— $p_e = 6,1 \text{ кг/см}^2$; 2— $p_e = 4,35$; 3— $p_e = 1,45$.



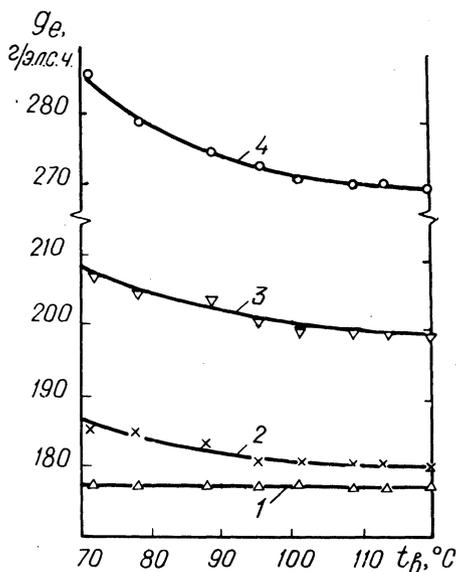


Рис. 2. Влияние температуры охлаждающей воды на составляющие теплового баланса.

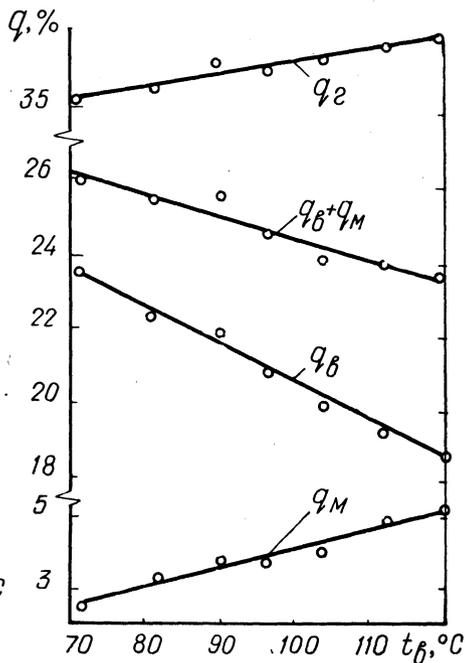


Рис. 3. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от температуры охлаждающей воды при различной нагрузке:

1— $p_e=6,1$ кг/см²; 2— $p_e=4,35$; 3— $p_e=2,9$; 4— $p_e=1,45$.

Повышение температуры охлаждающей воды приводит к увеличению подогрева свежего заряда воздуха от стенок впускного тракта и деталей, образующих рабочий объем цилиндра. В связи с этим происходит снижение коэффициента наполнения. Как видно из рис. 1, изменение коэффициента наполнения η_V от температуры охлаждающей воды имеет линейный характер и практически не зависит от величины нагрузки. Повышение температуры воды на 50°С приводит к снижению коэффициента наполнения примерно на 0,02.

С увеличением температуры охлаждающей воды повышается тепловой уровень цикла, обуславливающий уменьшение периода задержки воспламенения τ , что в свою очередь обеспечи-

вает некоторое снижение жесткости работы двигателя $\Delta p / \Delta \varphi$ и максимального давления цикла p_z (рис. 1).

С повышением теплового режима двигателя происходит перераспределение составляющих теплового баланса (рис. 2): потери тепла в охлаждающую воду q_g снижаются, но при этом увеличивается отвод тепла с выхлопными газами q_r и смазочным маслом q_m . Кроме того, возрастает рассеивание тепла в окружающую среду имеющими более высокую температуру наружными поверхностями деталей двигателя. Следует отметить, что суммарные потери в охлаждающую воду и смазочное масло снижаются. Это, наряду со значительно увеличивающимся температурным напором между окружающей средой и теплоносителем в радиаторе, создает предпосылки для уменьшения площади поверхности решетки радиатора.

Удельный эффективный расход топлива g_e при повышении температуры воды снижается. Причем, на характер зависимости существенное влияние оказывает величина нагрузки (рис. 3). Влияние температуры охлаждающей воды на удельный расход топлива снижается с увеличением нагрузки. Так, повышение температуры воды на 50°C вызвало уменьшение удельного эффективного расхода топлива при $p_e = 1,45 \text{ кг/см}^2$ на 16 г/э.л.с.ч. , а при $p_e = 4,35 \text{ кг/см}^2$ — только на 5 г/э.л.с.ч. При работе двигателя с нагрузкой, близкой к номинальной, улучшения его экономичности с ростом температуры воды не обнаружено. Это может быть объяснено следующим образом. Повышение температуры охлаждающей воды вызывает увеличение механического коэффициента полезного действия за счет снижения потерь на трение внутри двигателя, обусловленного уменьшением вязкости масла. Доля механического коэффициента полезного действия в эффективном коэффициенте полезного действия двигателя возрастает с уменьшением нагрузки. Кроме того, при работе на малых нагрузках снижение коэффициента наполнения в меньшей мере сказывается на экономичности двигателя, так как сгорание топлива протекает при больших значениях коэффициента избытка воздуха.

В ы в о д ы

Повышение температуры воды в системе охлаждения тракторного дизеля А-41 с 70 до 120°C имеет следующие последствия.

1. Наблюдается уменьшение средней скорости нарастания давления с 2,75 до 2,4 кг/см² град п.к.в. и максимального давления цикла — с 67 до 65 кг/см².

2. Суммарное количество теплоты, отводимой охлаждающей водой и смазочным маслом, снижается на 11,8%.

3. Улучшается экономичность двигателя при работе на холостом ходу и на малых нагрузках.

В.С. Глушаков

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ЕГО ЭФФЕКТИВНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

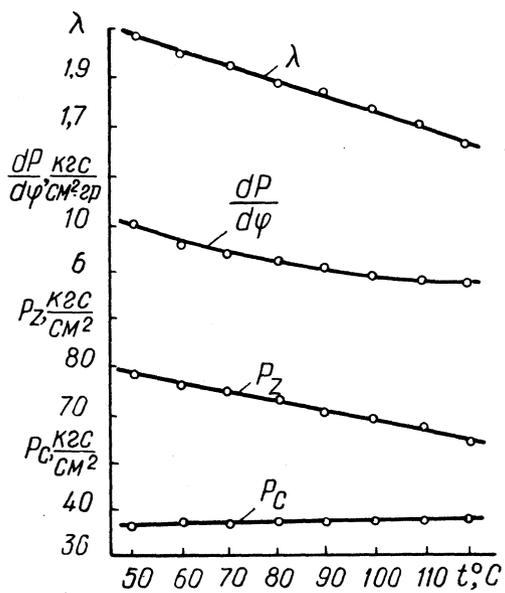
Известно, что тепловой режим дизеля существенно влияет на эффективные и эксплуатационные показатели его работы. Оптимальный уровень теплового состояния двигателя зависит от его конструктивных особенностей и условий эксплуатации и поэтому может быть различным для разных двигателей.

Ниже излагаются результаты исследования работы тракторного дизеля Д-240 при различном тепловом режиме системы охлаждения.

Испытания двигателя на номинальном режиме работы ($N_e = 75$ л.с. и $n = 2200$ об/мин.) показали, что по мере повышения температурного режима в пределах от 50 до 120°C следующим образом изменяются характеристики рабочего процесса (рис. 1). Максимальное давление цикла p_z снижается с 79 до 66 кгс/см² при почти неизменном давлении конца сжатия p_c , в связи с чем степень повышения давления λ уменьшается с 2 до 1,66. Понижается также жесткость работы двигателя $\frac{dp}{d\varphi}$ с 10,5 до 6 кгс/см² на градус поворота коленчатого вала.

Эти изменения в протекании рабочего процесса, по-видимому, обусловлены в основном повышением температуры внутренних поверхностей камеры сгорания и цилиндра, что влечет за собой ускорение процесса прогрева и испарения топлива, протекания предпламенных реакций и, как следствие, сокращение периода задержки воспламенения.

Рис. 1. Зависимость параметров процесса сгорания от температурного режима системы охлаждения на номинальном режиме работы двигателя ($n = 2200$ об/мин, $N_e = 75$ л.с.).



Более благоприятные условия протекания рабочего процесса влекут за собой снижение удельного расхода топлива (g_e) с 200 до 181 г/л.с.ч. (рис. 2). Другой причиной столь заметного повышения топливной экономичности является повышение механического к.п.д. двигателя: среднее условное давление механических потерь p_T снижается с 2,5 до 1,99 кгс/см².

В этом опыте коэффициент наполнения η_V уменьшился с 0,876 до 0,835 и тем не менее коэффициент избытка воздуха α не уменьшился, как, казалось бы, следовало ожидать, а возрос с 1,53 до 1,61. Это объясняется тем, что с повышением экономичности работы двигателя для сохранения постоянства мощности в соответствии с условиями опыта приходилось уменьшать цикловую подачу топлива.

Таким образом, повышение температурного режима системы охлаждения, характеризуемого температурами охлаждающей жидкости и масла, вплоть до 120°С улучшает как протекание рабочего процесса, так мощностные и экономические показатели двигателя.

Из других показателей, учитываемых при выборе температурного уровня системы охлаждения, подвергались изучению напряжения в гильзах цилиндров и износы деталей гильзо-поршневой группы.

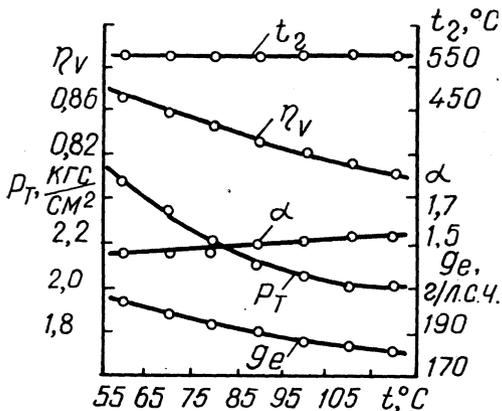


Рис. 2. Зависимость основных показателей двигателя от температурного режима системы охлаждения на номинальном режиме работы двигателя ($n = 2200$ об/мин; $N_e = 75$ л.с.).

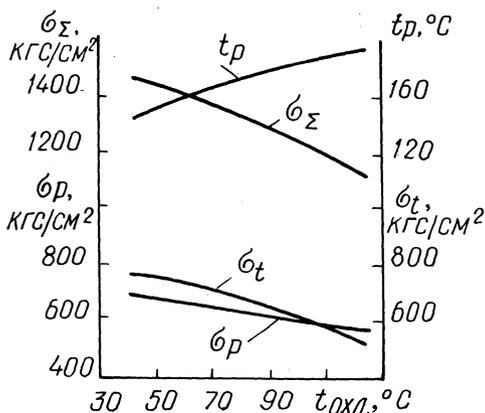


Рис. 3. Зависимость температуры рабочей поверхности гильзы t_p и максимальных напряжений в ней (температурных σ_t , растягивающих от действия сил газов σ_p и суммарных σ_Σ) от температурного режима системы охлаждения при работе двигателя на номинальных оборотах и максимальной мощности ($N_e = 80$ л.с.).

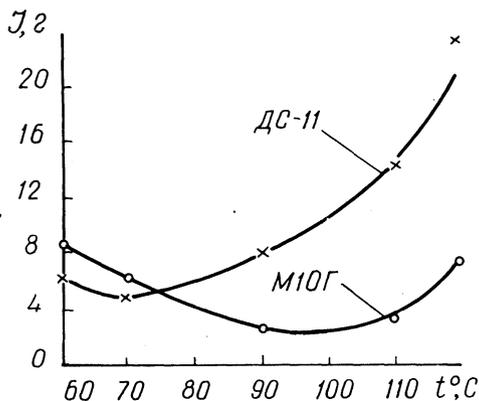
Максимальные напряжения в гильзах цилиндров определялись по следующим зависимостям [1]:

$$\sigma_p = \frac{p_{z \max} D}{2 \delta}; \quad \sigma_t = \pm \frac{E \alpha \Delta t}{2(1-\mu)};$$

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + \sigma_t,$$

где σ_p — растягивающие напряжения от газовых сил; σ_t — температурные напряжения, σ_Σ — суммарные напряжения;

Рис. 4. Зависимость весового износа сопряжений "гильза — поршневое кольцо" от температурного режима системы охлаждения на номинальном режиме работы двигателя на различных маслах в течение 24 моточасов.



$p_{z \max}$ — максимальное давление газов; D — диаметр цилиндров; δ — толщина стенки гильзы; E — модуль упругости материала; α — коэффициент линейного расширения; Δt — температурный перепад; μ — коэффициент Пуассона.

При повышении температурного режима охлаждения уменьшаются градиенты температур в гильзах цилиндров, что приводит к снижению температурных напряжений σ_t в них (рис. 3). Кроме того, как отмечалось выше, уменьшаются максимальные давления цикла p_z , что снижает растягивающее действие газовых сил σ_p . Благодаря этому суммарные напряжения σ_{Σ} в гильзах уменьшаются.

При выборе оптимального режима охлаждения необходимо также знать зависимость износа сопряжений "гильза — поршневое кольцо" от температурного режима системы охлаждения, так как он является одним из определяющих факторов надежности и долговечности двигателя.

Износ рабочих поверхностей деталей гильзо-поршневой группы, работающих в условиях, близких к граничной смазке, существенно зависит от характера пленок на этих поверхностях. Чрезмерное повышение температуры рабочей поверхности гильзы цилиндра вызывает нарушение масляной пленки, что приводит к повышенному механическому (контактному) износу, а при низкой температуре увеличивается коррозионный износ этой поверхности.

Для определения влияния теплового режима двигателя на износ сопряжений "гильза — поршневое кольцо" использовался метод спектрального анализа [2].

Определение износа производилось на номинальном режиме работы двигателя с применением масла М10Г и ДС-11.

Как показали эти опыты (рис. 4), при изменении температурного режима двигателя Д-240, работающего на масле М10Г, кривая износа сопряжений "гильза — поршневое кольцо" имеет пологий характер. Минимальный износ этих сопряжений находится в пределах температурного интервала 80—110°С. Дальнейшее повышение температурного режима до 120°С вызывает увеличение износа, однако величина его не превышает износа при температурном режиме 65—70°С. При работе двигателя на масле ДС-11 с повышением температурного режима от 90°С и выше резко возрастает износ сопряжений "гильза — поршневое кольцо".

В ы в о д ы

1. При повышении температурного режима охлаждения двигателя Д-240 снижается удельный расход топлива и улучшаются показатели рабочего процесса (снижаются p_z , λ и жесткость работы) и уменьшаются напряжения в гильзах цилиндров.

2. Оптимальный температурный режим двигателя Д-240, работающего на масле М10Г, по износу сопряжений "гильза — поршневое кольцо" находится в пределах 80—110°С.

3. Дизельное масло ДС-11 не может быть рекомендовано в качестве заменителя для двигателя Д-240.

Л и т е р а т у р а

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М., 1971. 2. Кюрегян С.К. Оценка износа двигателей внутреннего сгорания методом спектрального анализа. М., 1966.

А.Г. Латокурский

ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ А-41 ПРИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ

Как показывают опыты, рекомендуемая в условиях эксплуатации тракторных двигателей температура воды в системе

охлаждения ($85\text{--}95^{\circ}\text{C}$) лежит ниже оптимального предела. Трудности, возникающие при повышении ее, связаны в основном с соответствующим повышением температуры поршней, гильз цилиндров, головки блока и других наиболее нагруженных в тепловом отношении деталей. У некоторых двигателей уже при обычных температурах воды в системе охлаждения температура этих деталей иногда достигает максимально допустимого уровня.

Ниже излагаются результаты исследования теплового состояния деталей тракторного дизеля А-41 в зависимости от температуры воды в системе охлаждения, проведенного с целью выявления возможности применения на нем высокотемпературного охлаждения.

Измерение температуры деталей производилось с помощью хромелькопелевых термопар из проволоки диаметром 0,5 мм, установленных в следующих местах.

Головка блока: в перемычке между клапанами четвертого цилиндра на расстоянии 1,5 мм от огневой поверхности (точка 1 г); между четвертым и третьим цилиндрами на поверхности головки со стороны блока (2 г) и со стороны валика коромысел (3 г).

Колпак головки: на наружной поверхности над четвертым цилиндром (4 г).

Гильза четвертого цилиндра: по восемь термопар на глубине 1,5 мм от зеркала цилиндра, равномерно расположенных по окружности в двух поясах: верхнем (1 в—8 в) — на уровне остановки верхнего компрессионного кольца в в.м.т., и нижнем (1 н—8 н) на уровне этого же кольца в н.м.т.

В поршне — девять термопар (1 п—9 п), размещение которых показано на рис. 1. При этом точки 2 п, 5 п и 7 п расположены со стороны третьего цилиндра, а 1 п, 3 п, 4 п, 6 п, 8 п и 9 п — со стороны распределительного вала.

Четвертый коренной подшипник — одна термопара (4 к) в середине ширины рабочей поверхности нижнего вкладыша на расстоянии 25 мм от плоскости разъема.

Исследование теплового состояния деталей производилось при работе двигателя с нагрузкой, близкой к номинальной ($p_e = 6,1 \text{ кг/см}^2$, $n = 1750 \text{ об/мин}$).

Проведенное исследование показывает, что с повышением температуры охлаждающей воды температуры всех деталей двигателя возрастают по линейному закону (рис. 2), но темп

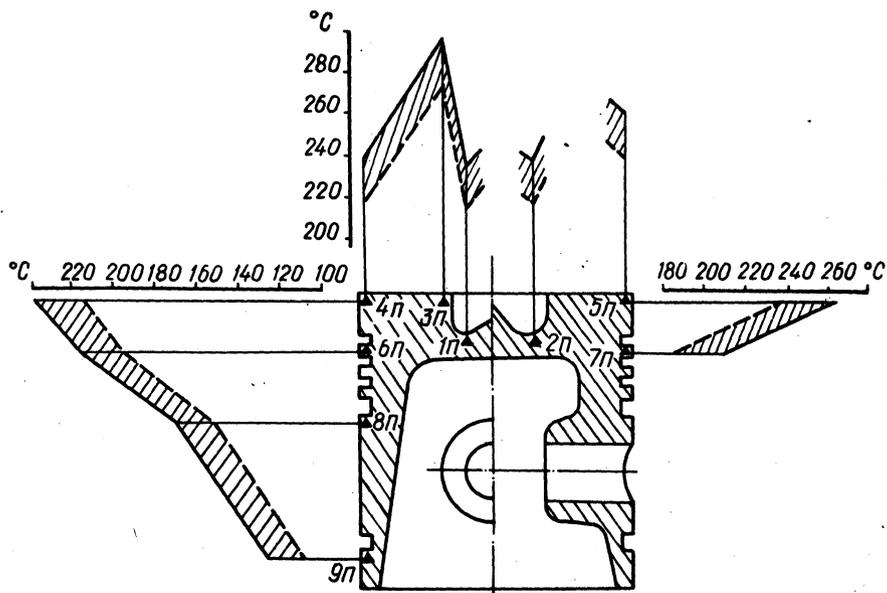


Рис. 1. Температурные поля поршня: штриховая линия—при температуре охлаждающей воды 80 °С; сплошная—при 120 °С.

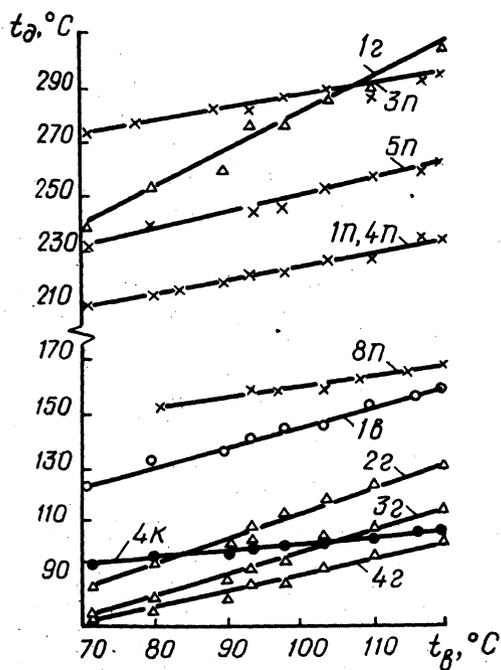


Рис. 2. Влияние температуры охлаждающей воды на температуру деталей двигателя.

повышения не одинаков не только для различных деталей, но даже в разных точках одной и той же детали.

Наибольшее влияние температура охлаждающей воды оказывает на температуру головки блока и гильзы цилиндра, т.е. деталей, непосредственно омываемых водой. Так, прирост температуры гильзы цилиндра составляет $0,6-0,8^{\circ}\text{C}$, а головки блока — $0,8-1,3^{\circ}\text{C}$ на каждый градус повышения температуры воды.

Максимальный прирост температуры головки блока при повышении температуры воды отмечается в перемычке между клапанами (рис. 2, 1 г). Это объясняется тем, что на ее тепловое состояние влияет не только температура воды, но и температура газов в цилиндре, которая растет с повышением температуры воды в системе охлаждения. Об этом свидетельствует возрастающая температура выхлопных газов, из-за чего в свою очередь увеличивается подвод тепла к перемычке со стороны выхлопного канала. Кроме того, перемычка между клапанами имеет значительно большую толщину, чем перемычка между цилиндрами (2 г), и вследствие этого ухудшаются условия теплоотвода к охлаждающей воде. На температуру головки в точке 3 г сильно влияет теплообмен с окружающей средой, чем и объясняется наименьшее влияние на нее теплового уровня системы охлаждения.

Температура поршня в меньшей степени зависит от температуры воды. Поэтому с повышением температуры воды сокращается разность между температурами поршня и гильзы цилиндра, благодаря чему величина зазора между этими деталями уменьшается незначительно.

В еще меньшей мере температурный режим системы охлаждения влияет на тепловое состояние вкладыша (рис. 2, 4 к): при повышении температуры воды на 50°C температура его возрастает только на 10°C .

Выбранное расположение точек измерения температуры позволило по результатам исследования построить температурные поля поршня (рис. 1) и гильзы цилиндра (рис. 3). Отмечается значительная неравномерность температурного поля гильзы в верхнем поясе. Объясняется это способностью организации потока воды в рубашке охлаждения: вода от насоса подводится к нижней части гильзы в районе точки 1н. Поэтому температура гильзы здесь несколько ниже, чем с противоположной стороны (точки 4н, 5н, 6н). Из рубашки блока в головку вода поступает через отверстие в верхней плите блока в районе точки

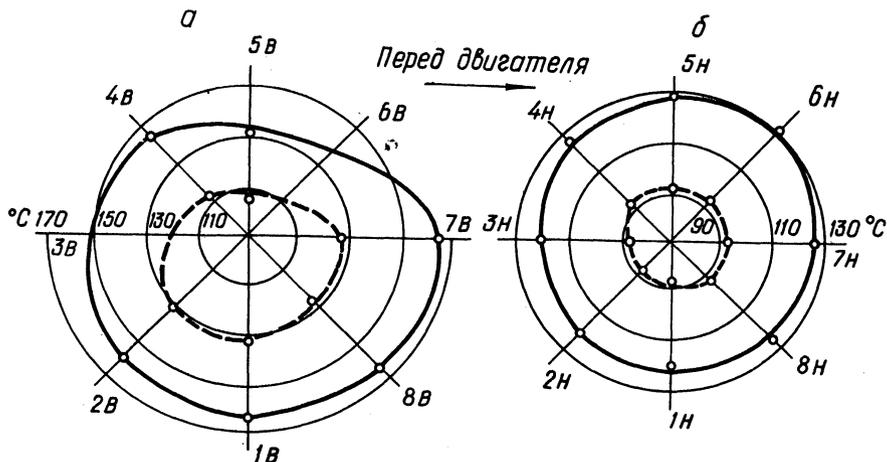


Рис. 3. Температурные поля в верхнем (а) и нижнем (б) поясах гильзы цилиндра:
штриховая линия— при температуре охлаждающей воды 80°C ; сплошная — при 120°C .

5в. Поэтому здесь вода омывает гильзу с наибольшей скоростью и тем самым обеспечивает лучший теплоотвод. А с противоположной стороны гильзы против точек 1в, 2в, 7в и 8в охлаждающая вода имеет наименьшую скорость. Кроме того, в этой части существенно уменьшено сечение полости рубашки охлаждения приливами для резьбовых гнезд под шпильки крепления головки блока. Все это приводит к некоторому перегреву гильзы в этом месте. Несколько большая температура гильзы со стороны точки 7в, чем со стороны 3в, очевидно, может быть объяснена тем, что здесь находится третий цилиндр, а со стороны 3в — наружная поверхность.

Следует отметить, что тепловое состояние верхнего пояса гильзы при повышенной температуре воды можно считать оптимальным с точки зрения износа. Согласно [1], при температуре ниже 150°C износ значительно возрастает за счет электрохимической коррозии поверхности гильзы. Следовательно, повышение температуры воды до 110 — 120°C должно благоприятно отразиться на долговечности цилиндро-поршневой группы двигателя.

Температурное поле поршня при повышении температуры воды сохраняет свой характер. Максимальная температура порш-

ня отмечена на краю выемки в днище поршня (точка 3п). Сравнительно низкая температура перемычки между первым и вторым компрессионными кольцами ($210\text{--}215^{\circ}\text{C}$) при повышенной температуре воды указывает на возможность длительной работы двигателя на таком режиме без закоксуывания колец.

Сравнивая температурные поля поршня и гильзы цилиндра, можно отметить, что периферия днища поршня имеет большую температуру (точка 5п) на стороне, обращенной к более нагретой части гильзы (точка 7в).

Результаты исследования показывают, что уровень температур деталей, образующих рабочий объем цилиндра, при высокотемпературном охлаждении находится ниже предельно допустимых значений с точки зрения механической прочности материала деталей. Это позволяет сделать вывод, что тепловое состояние деталей двигателя А-41 не может являться препятствием для перевода его на работу с температурой воды $115\text{--}120^{\circ}\text{C}$.

Л и т е р а т у р а

1. Генбом Б.Б., Дробот Ю.И. Влияние содержания серы в дизельном топливе на износ цилиндра двигателя. — "Докл. Львов. политехн. ин-та", т. II, вып. 1. Львов, 1957.

В.С. Глушаков, А.Н. Сарапин, Л.Н. Крагель

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА ПОДВОДА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

В статье освещаются результаты экспериментальных исследований по поиску наиболее рационального способа жидкостного охлаждения гильз цилиндров тракторного дизеля, при котором достигалась бы наибольшая равномерность температуры гильз цилиндров и исключалось их местное переохлаждение. Объектом исследований являлся перспективный тракторный двигатель Д-240. Охлаждение гильз цилиндров этой модели двигателя осуществляется путем принудительной циркуляции жидкости через рубашку блока цилиндров.

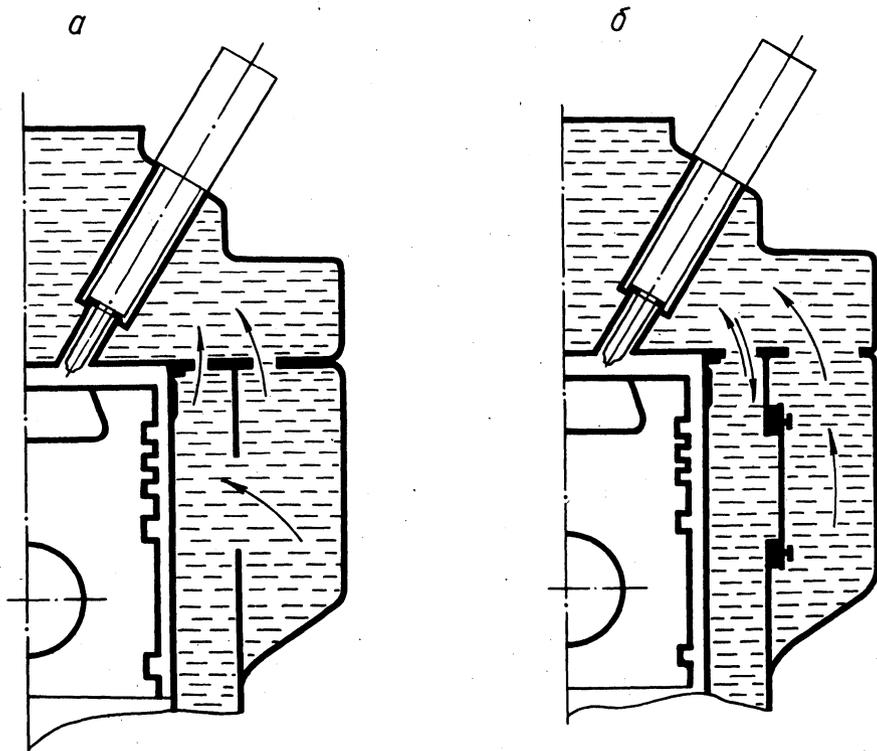


Рис. 1. Схема системы охлаждения двигателя:
 а — при принудительном охлаждении гильз; б — при конвективном охлаждении гильз.

Исследования проводились как с обычной системой охлаждения с принудительным охлаждением гильз, так и с опытной, при которой гильзы цилиндров охлаждались посредством свободного конвективного теплообмена. В такой системе охлаждающая жидкость из водораспределительного канала поступает в головку блока, а гильзы охлаждаются в результате термосифонной циркуляции жидкости в блоке цилиндров. Переход к опытной системе охлаждения осуществлялся на одном и том же двигателе путем установки заглушек в отверстия, соединяющие рубашку блока цилиндров с водораспределительным каналом, а ряд отверстий, соединяющих рубашку блока цилиндров с рубашкой головки блока, были расширены для обеспечения более интенсивной термосифонной циркуляции жидкости (рис. 1).

Сравнительная оценка этих способов охлаждения гильз цилиндров осуществлялась как по их теплонапряженности методом термометрирования, так и по мощностным и экономическим показателям двигателя. Для определения характера распределения температур по рабочей поверхности в гильзы каждого цилиндра было установлено по 16 термопар, изготовленных из медной и константановой проволоки диаметром 0,23 мм. Установка термопар в гильзы была выполнена по четырем сечениям в четырех поясах на глубину 1,5 мм от рабочей поверхности гильзы.

Результаты термометрирования гильз цилиндров двигателя Д-240 при различных способах охлаждения приведены на рис. 2, 3, 4.

Как показали опыты, при обычной системе охлаждения наблюдается большая неравномерность температурного поля гильз как по окружности в верхнем поясе, так и по высоте. Так, на режиме $N_e = 80$ л.с., $n = 2200$ об/мин и температуре охлаждающей жидкости 80°C (рис. 2) неравномерность температур по окружности в верхнем поясе рабочей поверхности гильз всех цилиндров составляет $16\text{--}50^\circ\text{C}$. Со стороны подвода охлаждающей жидкости температура гильз минимальная и составляет $106\text{--}114^\circ\text{C}$. Максимальная температура гильз соответствует участкам, расположенным между цилиндрами, и составляет $136\text{--}164^\circ\text{C}$.

При снижении нагрузки до 70% от максимальной минимальная температура гильз снижается до $97\text{--}106^\circ\text{C}$, а максимальная — до $119\text{--}144^\circ\text{C}$. Следовательно, все гильзы при рекомендуемых значениях температур охлаждающей жидкости 80°C имеют переохлажденные участки со стороны подвода охлаждающей жидкости.

Участки гильз с максимальными температурами рабочей поверхности расположены в зонах между цилиндрами, и, следовательно, наибольший перепад температур создается на малом участке ($1/4$ периметра гильзы), что вызывает появление условий, вызывающих коробление и деформацию гильз, а также способствующих повышенному механическому (контактному) износу. Со стороны, обратной подводу охлаждающей жидкости, температура гильз всех цилиндров находится в пределах $126\text{--}132^\circ\text{C}$.

Большая неравномерность температур рабочей поверхности гильз имеет место и по высоте. Так, на мощности $N_e = 80$ л.с. при $n = 2200$ об/мин максимальная неравномерность температур всех цилиндров составляет $32\text{--}62^\circ\text{C}$. Значительная

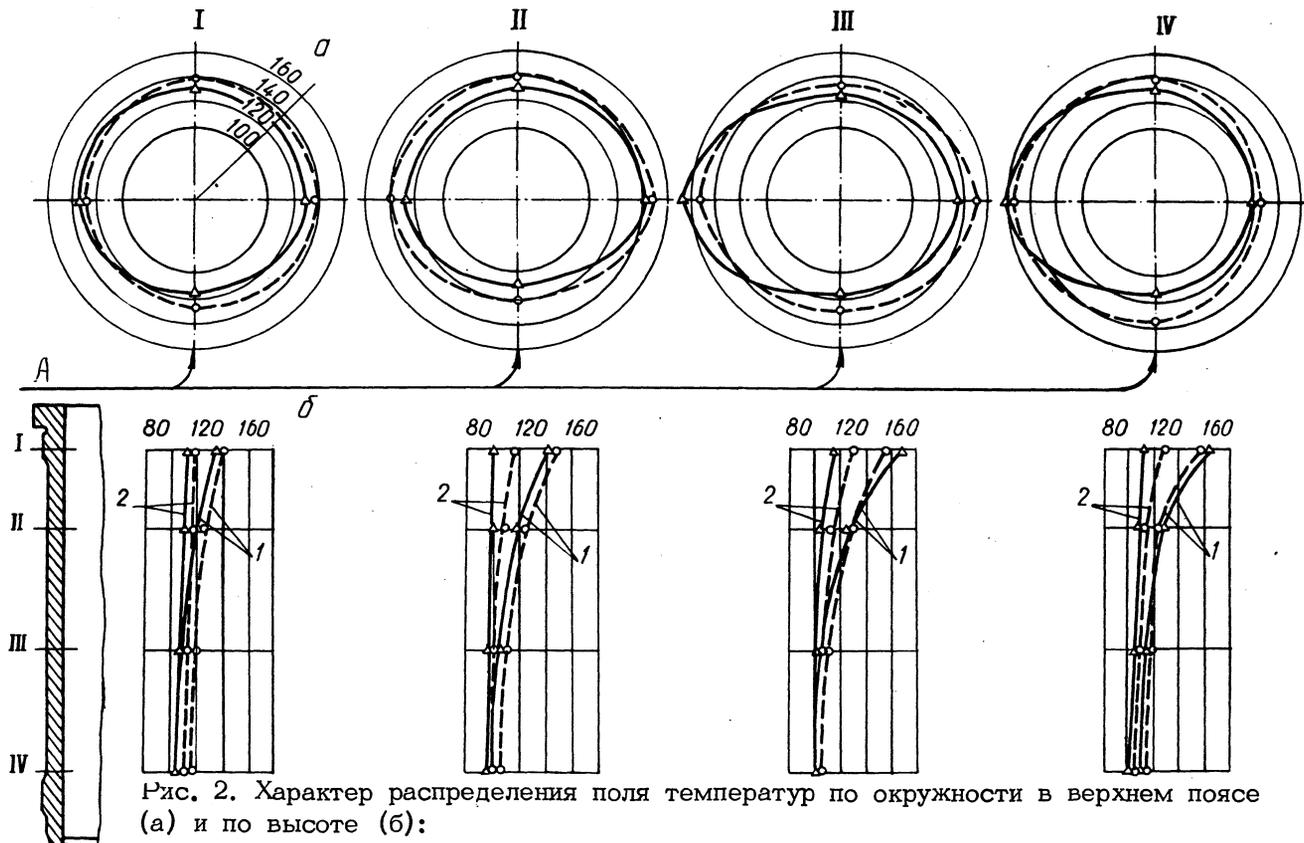


Рис. 2. Характер распределения поля температур по окружности в верхнем поясе (а) и по высоте (б):

△—△—△ — при принудительном охлаждении гильз; ○—○—○ — при конвективном охлаждении гильз; 1— в зоне максимальных температур; 2— в зоне минимальных температур; А—подвод охлаждающей жидкости к гильзам цилиндров.

разница в температурах по высоте гильз цилиндров вызвана различным временем контакта рабочей поверхности гильз с газами, имеющими переменные параметры. Кроме того, наличие центрирующего пояса, не омываемого охлаждающей жидкостью, затрудняет отвод тепла в верхней части гильзы. У нижнего уплотнительного пояса температура гильз минимальная 96—110°C и приближается к температуре охлаждающей жидкости.

Такая неравномерность температурного поля гильз цилиндров как по периметру в верхнем поясе, так и по высоте является следствием неудачно организованного их охлаждения.

Выявленные недостатки существующей системы принудительного охлаждения гильз цилиндров двигателя Д-240 частично устраняются путем ее переоборудования в систему с охлаждением гильз методом термосифонной циркуляции находящейся в рубашке блока цилиндров жидкости, при сохранении принудительной циркуляции охлаждающей жидкости только в головке блока.

Как показали результаты сравнительных исследований обычной и опытной систем охлаждения, неравномерность распределения температурного поля гильз цилиндров значительно уменьшается вследствие исключения направленного движения охлаждающей жидкости к гильзам цилиндров. При этом незначительно повышается общий температурный уровень рабочей поверхности гильз цилиндров из-за уменьшения коэффициента теплоотдачи от гильз к жидкости, однако этот уровень не превышает максимальных значений температур при принудительном охлаждении гильз. В отдельных точках гильз, расположенных на продольной оси двигателя, температура рабочей поверхности верхнего пояса гильз снижается. Это свидетельствует о том, что площадь соединительных отверстий, расположенных в привалочной плоскости блока цилиндров, не является оптимальной. При расширении проходных отверстий в опытной системе охлаждения максимальная температура рабочей поверхности верхнего пояса гильз снизилась на 2—10°C. Максимальная температура верхнего пояса гильз на режиме $N_e=80$ л.с. при $n = 2200$ об/мин и при температуре охлаждающей жидкости 80°C составляет 135—158°C, минимальная 120—129°C.

Анализ результатов исследований принудительного и конвективного способов охлаждения гильз цилиндров указывает на значительное снижение неравномерности температур как по периметру в верхнем поясе, так и по высоте гильз. Так, не-

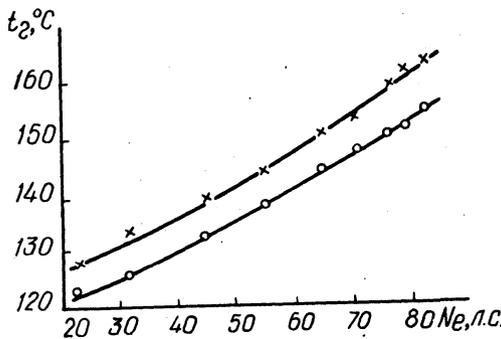


Рис. 3. Зависимость максимальной температуры верхнего пояса внутренней поверхности гильзы 3-го цилиндра от нагрузки двигателя:
 x—x—x — при принудительном охлаждении гильз;
 o—o—o — при конвективном охлаждении гильз (эти же обозначения верны и для рис. 4).

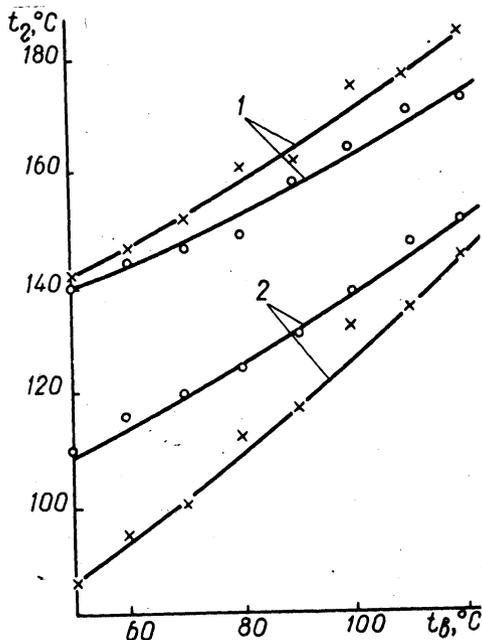


Рис. 4. Зависимость максимальной (1) и минимальной (2) температуры верхнего пояса гильзы 3-го цилиндра от теплового состояния двигателя.

равномерность распределения температур в верхнем поясе гильз при переходе на конвективное охлаждение снизилась в 1,6—2 раза по сравнению с аналогичными участками гильз при принудительном охлаждении. Неравномерность температур по высоте при этом уменьшилась в 1,15—1,25 раза. Зависимость максимальной температуры рабочей поверхности гильз от нагрузки для различных способов их охлаждения имеет один и тот же характер (рис. 3).

При изменении температурного режима системы охлаждения от 50 до 120°C неравномерность температур верхнего пояса гильзы при принудительном охлаждении значительно выше, чем при конвективном (рис. 4). При снижении теплового режима двигателя температурный перепад увеличивается в большей степени у системы охлаждения с принудительной циркулирующей охлаждающей жидкости, чем у системы с конвективным охлаждением гильз цилиндров. Это объясняется эффектом саморегулирования скорости циркулирующей охлаждающей жидкости при конвективном теплообмене.

Создание в опытной системе охлаждения принудительной циркулирующей охлаждающей жидкости только через рубашку головки блока позволило повысить расход воды через водяной радиатор, а также уменьшить потери тепла в охлаждающую жидкость из-за уменьшения теплоотдачи от гильз цилиндров.

Сравнительными испытаниями двигателя Д-240, закрытого облицовкой трактора МТЗ-80 и укомплектованного водяным и масляным радиаторами, установлено, что при конвективном охлаждении температура выходящей из двигателя жидкости снизилась на 2—3°C по сравнению с принудительным охлаждением гильз. В этих условиях при сохранении одного и того же температурного режима системы охлаждения 100°C мощность двигателя повысилась на 2,2 л.с. при переходе от принудительного к конвективному охлаждению гильз цилиндров. Это объясняется тем, что опытная система охлаждения оказывает положительное влияние на экономические показатели двигателя.

При переходе с обычной на опытную систему охлаждения на температурных режимах двигателя 70—90°C минимальный удельный расход топлива по нагрузочной характеристике, соответствующий эффективной мощности 65 л.с., снижается на 3—5,5 г/л.с.ч., причем меньшее значение соответствует более высокому температурному режиму. Более значительно влияет на экономические показатели двигателя опытная система на максимальных нагрузках. Снижение удельного расхода топлива при эффективной мощности 75 л.с. и температурных режимах системы охлаждения 70—90°C достигает 6—8 г/л.с.ч. Повышение экономичности двигателя вызвано снижением потерь на трение при конвективном охлаждении гильз, а также за счет улучшения процесса сгорания [1].

В ы в о д ы

1. Система охлаждения двигателя Д-240 с принудительной

циркулирующей охлаждающей жидкости через блок цилиндров вызывает значительную неравномерность температур рабочей поверхности верхнего пояса гильз цилиндров.

2. Охлаждение гильз цилиндров способом конвективного теплообмена в значительной степени снижает неравномерность температур гильз цилиндров как по периметру в верхнем поясе, так и по высоте.

3. Опытная система охлаждения оказывает положительное влияние на мощностные и экономические показатели двигателя.

4. Охлаждение гильз цилиндров только за счет термосифонной циркуляции жидкости обеспечивает снижение общего температурного режима двигателя в результате уменьшения потерь тепла в охлаждающую жидкость.

Л и т е р а т у р а

1. Глушаков В.С. Повышение мощностных и экономических показателей тракторного двигателя путем улучшения его системы охлаждения. — В сб.: Механизация и электрификация сельского хозяйства. Минск, 1973, вып. 13.

Л.Я. Волчок, Н.П. Цаюн, П.В. Прокашко

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ НЕКОТОРЫХ СРЕДСТВ ОБЛЕГЧЕНИЯ ПУСКА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Непосредственный пуск тракторного дизеля возможен до определенной температуры, ниже которой необходимо применять различные вспомогательные средства.

Невозможность пуска при низких температурах вызывается тем, что в цилиндре не создаются условия, при которых могут возникать вспышки топлива. Эти условия в основном определяются температурой воздуха в цилиндре в конце сжатия и сравнительно мало зависят от давления его [1,2]. Влияет также и качество распыливания топлива, которое при малом числе оборотов вала двигателя очень низкое. Однако этот вопрос в статье не рассматривается.

При низкой температуре конца сжатия период задержки воспламенения топлива становится больше времени, в течение

которого температура воздуха в цилиндре превышает температуру самовоспламенения и предпламенные процессы не успевают завершиться. Поэтому горение не возникает. Температура воздуха в конце сжатия зависит от начальной температуры его, от теплового состояния самого двигателя, степени сжатия и от скорости вращения коленчатого вала. Последняя определяет продолжительность процесса сжатия и тем самым теплоотвод от воздуха в стенку и утечку заряда через неплотности цилиндра.

В соответствии с этим для обеспечения пуска применяется следующее:

- 1) мероприятия, уменьшающие момент сопротивления проворачиванию коленчатого вала и тем самым повышающие скорость прокрутки — декомпрессия, разжижение масла бензином, подогрев масла;

- 2) подогрев цилиндров путем заливки горячей воды;

- 3) подогрев воздуха в процессе всасывания его двигателем;

- 4) подогрев воздуха в цилиндре в процессе сжатия с применением калильного зажигания;

- 5) мероприятия, снижающие температуру самовоспламенения смеси — впрыск легко воспламеняющихся топлив во всасываемый воздух, добавки их к дизельному топливу.

В настоящей статье приводятся результаты опытов по изучению эффективности применения средств подогрева воздуха при пуске тракторного двигателя Д-50 мощностью 55 л.с. при 1700 об/мин. Кроме того, определялось влияние на пуск повышения действительной степени сжатия путем уменьшения угла запаздывания закрытия впускного клапана, что достигалось увеличением теплового зазора в клапанном механизме.

Для подогрева впускного воздуха применялись следующие средства:

- 1) четыре свечи накаливания типа СНД-100БЗ суммарной электрической мощностью 280 вт, установленные в вихревых камерах цилиндров;

- 2) две свечи накаливания типа СН-150 суммарной электрической мощностью 240 вт, установленные во всасывающем коллекторе против подводящих патрубков;

- 3) один электрический подогреватель фланцевого типа мощностью 400 вт, установленный на входе впускного коллектора;

- 4) электрофакельный подогреватель конструкции ВТЗ, эквивалентный электрической мощности около 4000 вт, установленный у кромки входного фланца впускной трубы.

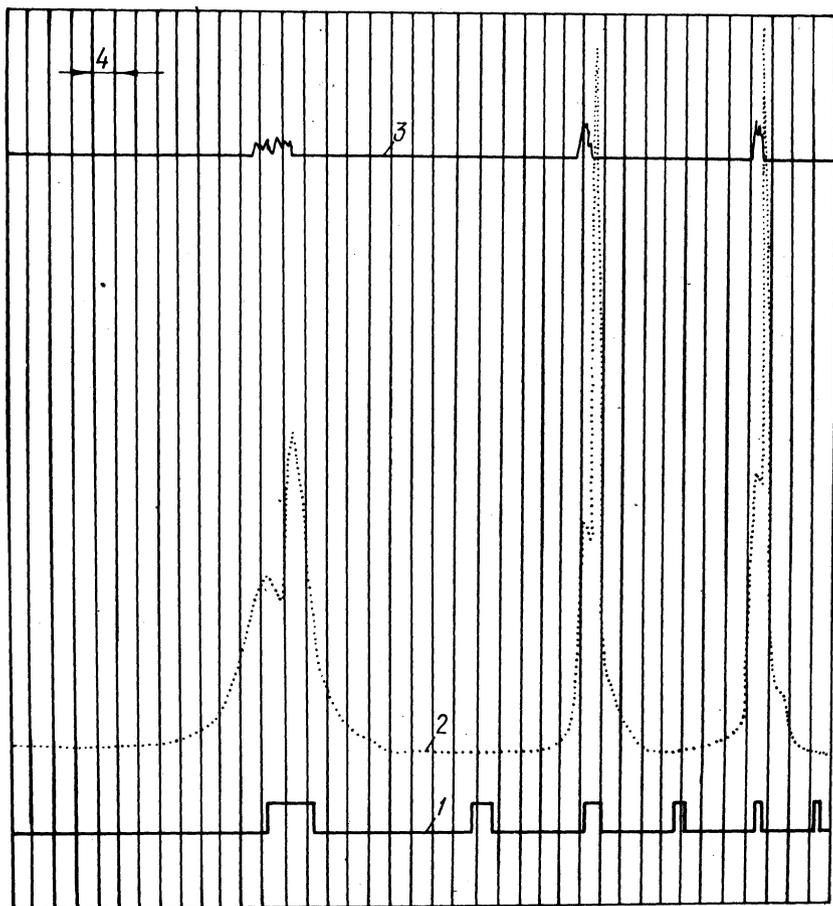


Рис. 1. Осциллограмма первых вспышек в цилиндре при запуске двигателя Д-50 ($n = 160$ об/мин., температура окружающей среды $+15^{\circ}\text{C}$):

1— отметка в.м.т.; 2— индикаторная диаграмма изменения давления при первых вспышках; 3— отметка подъема иглы форсунки; 4— отметки времени через 0,02 сек.

При испытании применялось дизельное топливо марки "3", масло ДС-8 и в качестве охлаждающей жидкости — антифриз 40 ГОСТ 159-52. Подогрев включался за 30–40 сек до начала

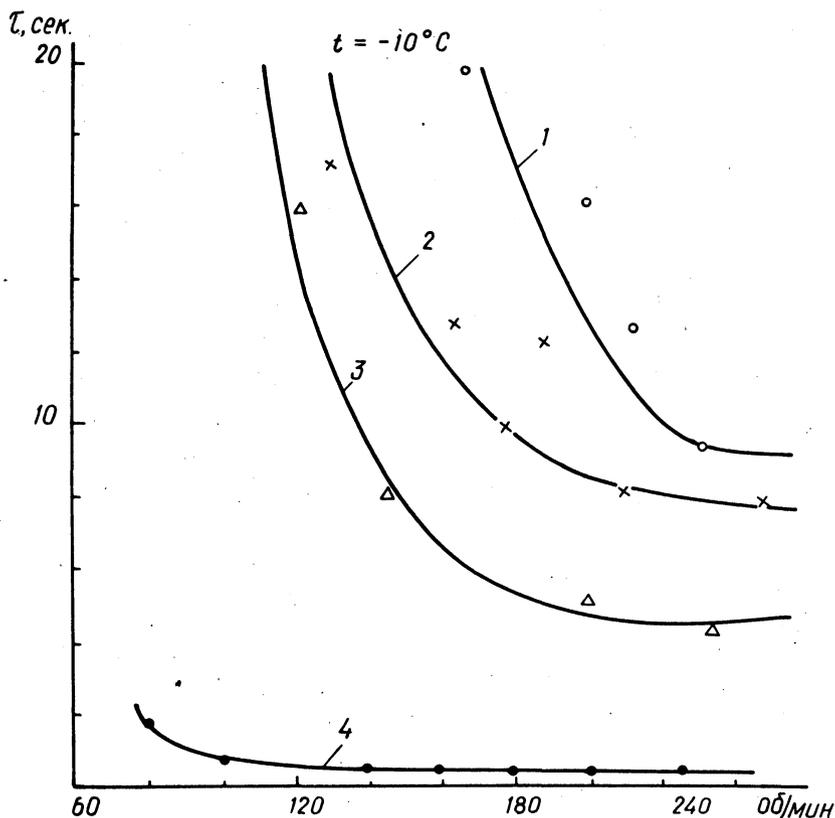


Рис. 2. Пусковая характеристика двигателя с нормальными фазами газораспределения:
 1— без средств подогрева; 2 — с применением фланцевого подогревателя; 3— с применением электрофакела конструкции ВТЗ первых выпусков; 4— со свечами СНД-100БЗ, установленными в цилиндрах.

прокрутки. Двигатель прокручивался электростартером СТ-212, питаемым от низковольтного агрегата АНД-1500/750, а при контрольных пусках — от аккумуляторных батарей СТ-128 М. Опыты проводились на специальной экспериментальной установке [3], предназначенной для исследования пуска автотракторных дизелей при низких температурах. Состав комплекта измерительной аппаратуры и конструкция отдельных датчиков аналогичны примененным в работе [4]. Показания приборов

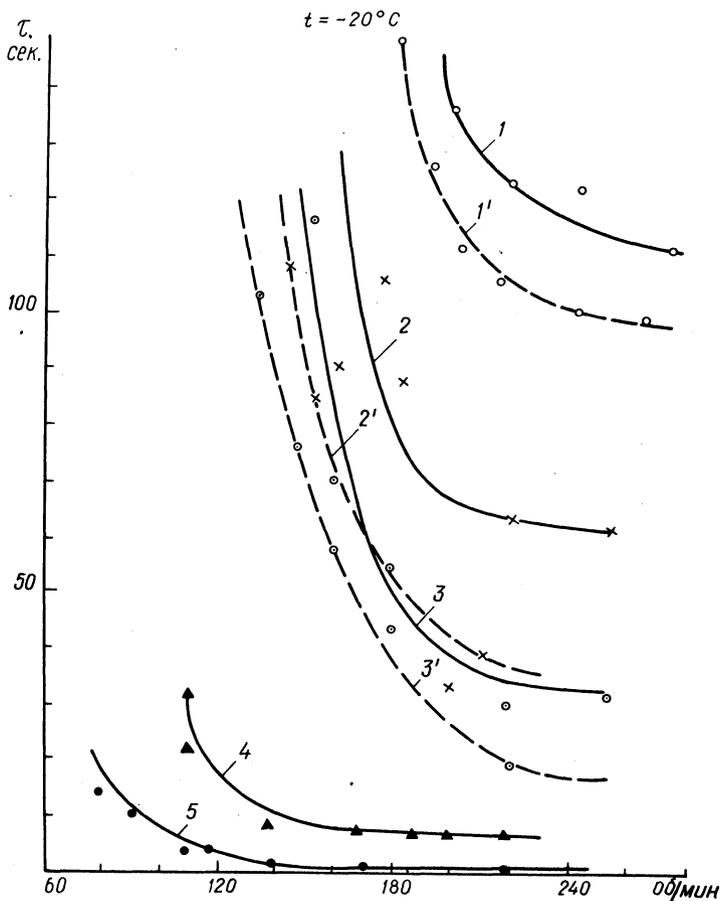


Рис. 3. Пусковая характеристика двигателя с нормальной (1, 2, 3) и сокращенной (1', 2', 3') фазами открытия впускного клапана (3° до в.м.т. и 25° после н.м.т.): 1, 1' — без средств подогрева; 2, 2' — с применением фланцевого подогревателя; 3, 3' — с применением свечей СН-150; 4 — с применением усовершенствованного электрофакела конструкции ВТЗ; 5 — со свечами СНД-100БЗ, установленными в цилиндрах.

записывались на осциллографе Н-117 с момента начала прокрутки двигателя стартером и до устойчивой работы его на холостом ходу после запуска. Обработка результатов эксперимента сводилась к графическому представлению зависимости

времени пуска двигателя от оборотов прокручивания электростартером, полученных из осциллограмм.

На рис. 1 приведен образец индикаторной диаграммы с характерной особенностью механизма появления первых вспышек топлива. Из этой осциллограммы видно, что при низкотемпературном пуске вследствие значительного увеличения периода задержки воспламенения горение начинается после в.м.т. Максимальные давления конца сгорания первых 5—7 циклов значительно выше, чем на холостом ходу. На рис. 2 представлена пусковая характеристика двигателя Д-50 при -10°C с нормальными фазами газораспределения, а на рис. 3 такая же характеристика при -20°C и с изменением фазы открытия впускного клапана. Пунктирной линией изображены пусковые характеристики двигателя при уменьшении угла запаздывания закрытия впускного клапана, чему соответствует увеличение действительной степени сжатия с 14,2 до 15,6.

Анализ приведенных характеристик показывает, что наиболее действенным средством облегчения пуска в интервале температур от -10°C до -20°C является установка в вихревых камерах свечей накаливания, обеспечивающих не только подогрев воздуха, но и колоризаторное воспламенение впрыснутого топлива. Из средств, обеспечивающих подогрев поступающего воздуха, заметное влияние на пусковую характеристику оказывает электрофакельный подогреватель, несмотря на известные его недостатки по выжиганию части кислорода в поступающем воздушном заряде. Запуск двигателя без средств облегчения пуска при температурах окружающей среды ниже -10°C невозможен, так как энергетические возможности электростартерной системы пуска не позволяют проворачивать коленчатый вал выше 170 об/мин.

В ы в о д ы

1. Наиболее эффективным средством облегчения пуска двигателя Д-50 является установка в вихревых камерах свечей накаливания типа СНД-100Б3, обеспечивающих подогрев воздушного заряда и колоризаторное воспламенение топлива в цилиндрах.

2. Из средств, обеспечивающих только подогрев впускного воздуха, наиболее мощным средством облегчения пуска является электрофакельный подогреватель, несмотря на такой существенный его недостаток, как выжигание части кислорода

из воздушного заряда, поступающего в цилиндры.

3. Минимальные пусковые обороты двигателя Д-50 в интервале температур от 0 до -20°C с различными средствами облегчения пуска составляют:

при запуске без средств облегчения — 170—200 об/мин;

с фланцевым подогревателем — 130—160 об/мин;

с двумя свечами СН-150 — 150—160 об/мин;

с электрофакелом — 110 об/мин;

со свечами накаливания, установленными в вихревых камерах — 70—80 об/мин.

Увеличение действительной степени сжатия до 15,6 единицы путем изменения запаздывания закрытия впускного клапана позволяет снизить минимальное число оборотов в среднем на 10—15 об/мин со всеми средствами облегчения пуска, кроме свечей накаливания СНД-100БЗ и электрофакела.

Л и т е р а т у р а

1. Шатров Е.В. Экспериментальное исследование процессов воспламенения и горения распыленных топлив. Канд. дис. М., 1964. 2. Шепин В.Д. Исследование параметров тракторных дизелей на режимах пуска. Канд. дис. Челябинск, 1966. 3. Волчок Л.Я., Прокашко П.В. Экспериментальная установка и методика исследования пуска тракторных двигателей при низких температурах. В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей. Минск, 1971. 4. Волчок Л.Я., Цаюн Н.П. Процесс сжатия воздуха в цилиндре двигателя при пуске. В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Минск, 1974, вып. 6.

Л.Я. Волчок, Г.Я. Якубенко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА ТОПЛИВА В ТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ ПРИ ПУСКЕ

Во время пуска тракторного дизеля в зависимости от его теплового состояния стартер вращает коленчатый вал со средней скоростью 100—200 об/мин. При этом скорость вращения на протяжении каждого оборота крайне неравномерна и эта не-

равномерность тем больше, чем ниже среднее число оборотов. Так, например, в опытах по прокручиванию стартером четырехтактного четырехцилиндрового тракторного дизеля Д-50 [1] записанные диаграммы угловой скорости вращения коленчатого вала позволили установить, что отношение минимального значения скорости вращения к ее среднему значению составляет 0,9 при средней скорости 200 об/мин и соответственно 0,5 при 100 об/мин.

Минимум скорости вращения приходится на конец такта сжатия в очередном цилиндре вследствие возрастания момента сопротивления от газовых сил. В этот же период производится и впрыск топлива в цилиндр. Следовательно, при пуске дизеля действительная скорость вращения коленчатого вала в период впрыска топлива может быть очень малой (до 50 об/мин и ниже).

В этих условиях впрыск и распыливание топлива при пуске будут существенно иными, чем во время работы двигателя, что является одной из причин трудностей пуска холодного дизеля. К сожалению, работа топливной аппаратуры дизеля при малых скоростях вращения сравнительно слабо изучена.

В настоящей статье излагаются некоторые результаты исследования подачи топлива при малых скоростях вращения, соответствующих режиму пуска. Опыты проведены с топливной аппаратурой тракторного дизеля Д-240 на безмоторном стенде по методике [2].

О характере протекания процесса впрыска у насосов золотникового типа в сочетании с бесштифтовыми форсунками можно судить по численным значениям критериев гидродинамического подобия, выведенных Б.И. Сифманом на основании статической теории впрыска [3]. Среди этих критериев доминирующим является следующий:

$$N = \frac{f_{\Pi} c_m}{f_c} \sqrt{\frac{\rho}{p_i}},$$

где f_{Π} , f_c — площади поперечного сечения плунжера и соответственно сопла (для многодырчатого распылителя — суммарная площадь всех отверстий); c_m — характеристическая (средняя на участке нагнетания при номинальной подаче) скорость движения плунжера; p_i — избыточное давление, при котором начинает подниматься форсуночная игла; ρ — плотность топлива.

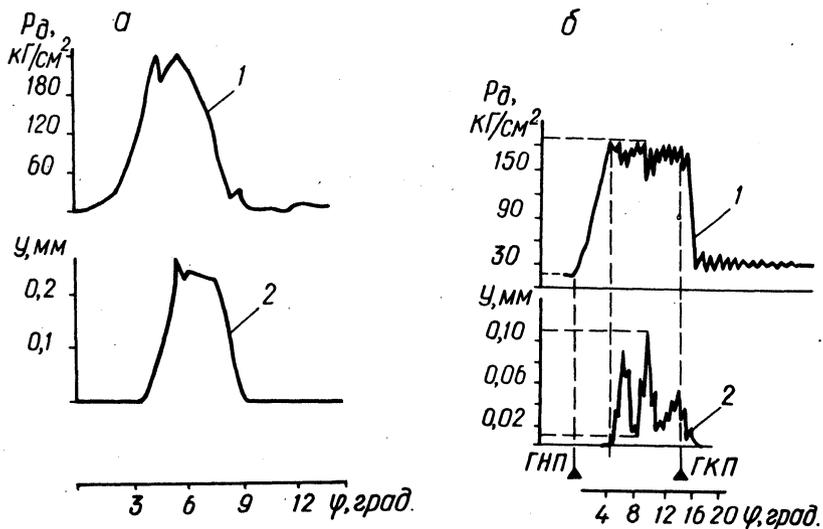


Рис. 1. Осциллограммы процесса впрыска:
 а — 1000 об/мин; б — 100 об/мин кулачкового вала насоса.
 1 — давление в форсунке; 2 — подъем иглы.

Для правильно подобранной топливной аппаратуры значение критерия N на номинальном режиме лежит в пределах 1,5—2,1. В этом случае на протяжении всего впрыска игла находится на упоре, а давление достигает 2—2,5-кратного значения давления статического затяга форсуночной пружины. При значениях $N < 0,8$ подъем иглы и давление топлива в распылителе имеют колебательный характер. Во время пуска из-за низкой скорости вращения кулачкового вала насоса и соответственно малой скорости движения плунжера C_m этот критерий принимает значения существенно ниже этого предела. Так, для дизеля Д-240 при скорости вращения кулачкового вала насоса 50 об/мин он равен 0,1.

Работа топливной аппаратуры в области скоростных режимов, соответствующих столь малым значениям критерия N , не была исследована в упомянутом труде. Однако анализ характера изменения закона подъема иглы и давления топлива в распылителе с уменьшением критерия N позволяет заключить, что по мере снижения числа оборотов кулачкового вала высота подъемов иглы при колебательном движении ее уменьшается, а среднее давление топлива в распылителе приближается к давлению статического затяга пружины форсуночной иглы.

Осциллографирование процесса впрыска подтвердило этот вывод (рис. 1). Анализ осциллограмм позволил выявить следующие особенности процесса впрыска на режиме пуска:

1) движение иглы форсунки имеет колебательный характер. За время впрыска она несколько раз поднимается и опускается почти до полной посадки на седло;

2) высота подъема иглы не достигает максимального (до упора) значения и уменьшается по мере снижения скорости вращения кулачкового вала насоса; она не превышает 0,11 мм при 100 об/мин и уменьшается до 0,04 мм при 50 об/мин (рис. 2);

3) давление топлива перед иглой колеблется относительно уровня, равного давлению начала открытия иглы, с амплитудой около 10—15 кг/см²;

4) остаточное давление не стабильное: от цикла к циклу оно меняется в пределах от 0 до 30 кг/см². За время между очередными впрысками оно снижается на 10—15 кг/см² за счет утечек через неплотности иглы.

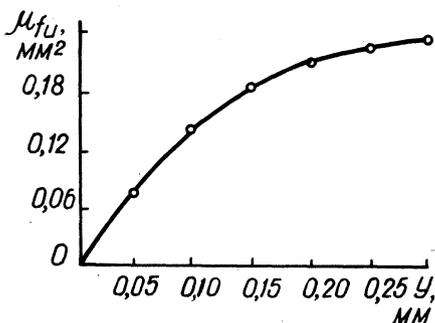


Рис. 2. Зависимость эффективного проходного сечения шели:

конус иглы — седло μf_u от подъема иглы γ .

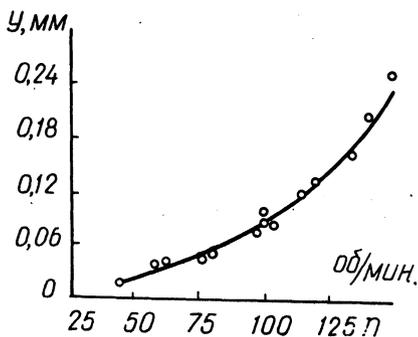


Рис. 3. Максимальная высота подъема иглы в зависимости от скорости вращения вала насоса.

При подъемах иглы, меньших 0,1 мм, эффективное проходное сечение шели под конусом иглы становится меньшим суммарного проходного сечения сопел, которое для исследованных распылителей равно 0,23—0,24 мм² (рис. 3). Вследствие этого происходит значительное дросселирование топлива в шели и давление перед соплом резко снижается [4].

В связи с большими трудностями давление в полости между иглой и соплом в описываемых опытах не измерялось. Для его оценки был произведен расчёт процесса топливopодачи на ЦВМ "Минск-22" по программе, разработанной И.В. Астаховым и Л.Н. Голубковым [4, 5]. Расчет показал, что при давлении открытия иглы, равном 175 кг/см^2 , максимальное давление в полости после иглы перед соплом не превышает $50\text{--}55 \text{ кг/см}$ при 100 об/мин кулачкового вала насоса.

Давление перед соплом достигает максимума в моменты наибольшего подъема иглы и снижается по мере ее опускания. В этих условиях значительная часть топлива вытекает из сопла под действием очень малого давления, что является причиной грубого и неоднородного распыливания топлива при пуске.

Л и т е р а т у р а

1. Волчок Л.Я., Прокашко П.В. Динамика пуска тракторного дизеля. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Минск, 1974. 2. Якубенко Г.Я. Экспериментальная установка и методика исследования топливной аппаратуры дизеля на режиме пуска. Там же. Минск, 1974. 3. Ваншейдт В.А. Дизели. Справочное пособие конструктора Л., 1957, с. 292. 4. Астахов И.В. и др. Подача и распыливание топлива в дизелях, М., 1972. 5. Голубков Л.Н. Алгоритм и программа расчета процесса впрыска топлива в дизелях. — В сб.: Автотракторные двигатели. М., 1968.

Л.Я. Волчок, Г.Я. Якубенко

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА В ТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ ПРИ ПУСКЕ

При пуске тракторного дизеля вследствие малой скорости вращения вала двигателя, а следовательно и вала топливного насоса впрыск топлива существенно отличается от впрыска во время работы двигателя: игла многократно поднимается и садится на седло, подъем иглы очень мал, давление перед иглой удерживается на уровне давления открытия ее, а перед

соплом уменьшается в два -- три раза вследствие дросселирования в щели под запорным конусом иглы.

В опытах Н.М. Кухарева [1] и В.И. Трусова [2] по исследованию тонкости распыливания топлива в различные периоды процесса впрыска установлено, что наиболее грубое распыливание происходит во время подъема и опускания иглы. Это может быть объяснено малыми подъемами иглы и соответственно значительным дросселированием топлива в щели у запорного конуса иглы в эти периоды. Эти опыты проводились на режимах, близких к номинальному, когда игла поднимается и садится однократно. Во время пуска весь процесс впрыска, как отмечалось выше, состоит из подъемов и опусканий иглы. Таким образом, кроме низкого давления топлива перед иглой, неблагоприятное влияние на тонкость распыливания оказывает также дробящая работа форсунки.

В настоящей статье излагаются результаты опытов по определению тонкости распыливания топлива при малых скоростях вращения вала топливного насоса.

Для определения тонкости распыливания применялся метод улавливания капель на закопченную пластинку при впрыске в атмосферу. Как показали исследования У. Ли, И.В. Астахова, Н.М. Кухарева и др., плотность среды, куда производится впрыск, мало влияет на качество распыливания.

Установка, на которой проводились опыты, состояла из безмоторного стенда с широким диапазоном изменения числа оборотов вала насоса [3], механического стробоскопа для отсекания нужной фазы впрыска продолжительностью 1° , устройства для улавливания капель и микрофотографирования их отпечатков и прибора для селективного счета капель по размерным группам.

Слой копоти на пластинку наносился при помощи пламени газовой горелки при сжигании ацетиленом с ограниченной подачей кислорода. Такой способ оказался очень удобным, мало трудоемким, слой получился плотным с хорошими улавливающими свойствами. В процессе нанесения слоя имеется возможность следить за его качеством и равномерностью его толщины. Поверх копоти наносился слой окиси магния путем сжигания порошка магния.

Во время опытов улавливающая пластинка устанавливалась нормально к оси факела на определенном расстоянии от сопла.

¹См. статью тех же авторов в настоящем сборнике.

Расстояние до пластинки зависит от режима работы топливной аппаратуры и в проведенной серии опытов колеблется от 280 до 450 мм. Выбор оптимального расстояния производился после неоднократных пробных впрысков на закопченные пластинки с последующим тщательным изучением полученного поля впрыска под микроскопом при 50-кратном увеличении. За оптимальное принималось такое расстояние, при котором капли с максимальным диаметром не достигали стеклянной основы, а капли с минимальным диаметром проникали в слой копоти, оставляя заметный след.

Затем пластинка с отпечатками капель помещалась на координатный столик и фотографировались характерные точки при 36-кратном увеличении. Выбор характерного места для съемки осуществлялся следующим образом.

Поле отпечатков капель на пластинке концентрическими окружностями с центром на оси факела делится на три равные площади. Из общего центра проводится 12 радиусов-лучей (через 30°). За центры характерных мест принимаются точки пересечения радиусов с каждой из трех окружностей, делящих каждую из вышеуказанных площадей на две равновеликие части. Таким образом, получается 37 характерных мест (включая общий центр окружностей). При съемках ось микроскопа устанавливалась по очереди во всех этих точках. Так как такое графическое построение непосредственно на самой пластинке осуществить невозможно без разрушения ее слоя, то вначале построение производилось на листе бумаги, а нахождение характерных точек на пластинке выполнялось при помощи координатного столика.

Съемки велись на пленку "Микрат-200", имеющую мелкозернистую структуру эмульсионного слоя.

На рис. 1 показаны микрофотографии отпечатков капель на пластинке в характерных местах. Фотографии соответствуют опытам с разными скоростями вращения кулачкового вала насоса и наглядно характеризуют зависимость тонкости и однородности распыливания от скорости вращения.

Затем пленки с микрофотографиями отпечатков капель проецировались на экран с увеличением в 30 раз, что давало общее 1080-кратное увеличение.

Измерение диаметров капель и распределение их по размерным группам производилось с экрана при помощи прибора для селективного счета. На каждой пластинке измерялось от 1000 до 2000 капель. Полученные результаты представлялись

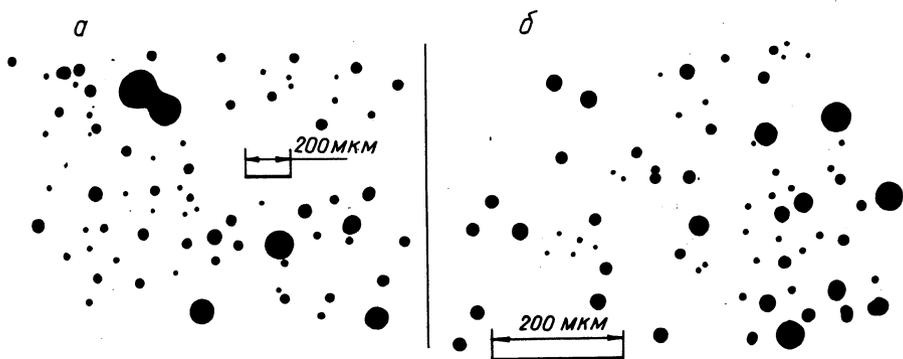


Рис. 1. Микрофотографии отпечатков капель распыленного топлива:

а — 100 об/мин кулачкового вала; б — 1000 об/мин (увеличение разное).

графически в виде диаграмм распределения диаметров капель и путем вычисления средних диаметров. Выявлено, что скорость вращения кулачкового вала топливного насоса существенно влияет на качество распыливания топлива (рис. 2).

Результаты сравнения по средним диаметрам приведены в табл. 1. Средний арифметический d_{10} , средний объемный d_{30} и средний по Заутеру d_{32} диаметры находились по общеизвестным выражениям.

Таблица 1

Скорость вращения кулачкового вала, об/мин	d_{10} , мкм	d_{30} , мкм	d_{32} , мкм	Удельная поверхность капель в струе $F_{2,3}$, см ² /см ³	$\frac{d_{32}}{d_{10}}$	$\frac{d_{30}}{d_{10}}$
50	84,3	140	236	217	2,82	1,67
100	81,9	130	200	224	2,44	1,58
300	37,5	50	65	754	1,73	1,33
1000	24,3	32,4	41,6	1660	1,71	1,33

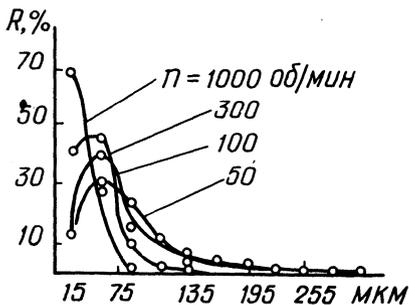


Рис. 2. Влияние скорости вращения кулачкового вала на мелкость распыливания.

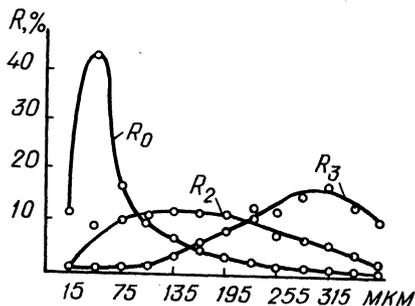


Рис. 3. Дифференциальные кривые распыливания.

Как известно, о тонкости распыливания топлива можно судить не только по осредненным диаметрам (например, $d_{10}, d_{20}, d_{30}, d_{32}$), но и по удельной поверхности распыленного топлива F . Из данных табл. 1 следует, что на номинальном режиме она в 7,5–8 раз выше по сравнению с F на пусковом режиме. Указанная поверхность определялась в предположении, что распределение капель в струе подчиняется уравнению Розина–Рамлера, имеющее для относительной объемной суммарной кривой вид:

$$S_3 = 1 - e^{-\left(\frac{d_{cp}}{a_T}\right)^p}, \quad (1)$$

где a_T — условный диаметр капли в микрометрах, численно равный процентному содержанию по объему в распыленном топливе капель, диаметры которых не более a_T ; p — опытный коэффициент распределения капель по размерам; d_{cp} — средний размер капель в группе.

Первоначально для каждого режима испытаний определялись значения S_3 по методике [4]. Затем по кривым распределения графическим путем определены параметры a_T и p . Удельная поверхность распыленного топлива найдена по уравнению А.С. Льшевского

$$F = \frac{6 \cdot 10^4}{a_T} \frac{\Gamma\left(2 - \frac{1}{p}\right)}{1 - \frac{1}{p}} \text{ см}^2/\text{см}^3, \quad (2)$$

Рис. 4. Интегральные кривые распыливания:

S_0 — суммарная количественная; S_2 — суммарная поверхностная; S_3 — суммарная объемная.



где $\Gamma\left(2 - \frac{1}{p}\right)$ — гамма-функция Эйлера; a_T подставляется в мкм.

На рис. 3 приведены дифференциальные, а на рис. 4 интегральные кривые распыливания для режима: $n = 100$ об/мин при $g_{ц} = 120$ мг/цикл и $p = 175$ кГ/см².

Из графиков следует, что капли размером до 100 мкм по суммарному объему составляют не более 3—4% от впрыскиваемой порции топлива. Капли же с диаметром 200 мкм и выше по суммарному объему составляют около 80%.

Таким образом, подтвердилось предположение о грубом распыливании топлива при малых скоростях вращения вала двигателя, соответствующих режиму пуска. В этом, по-видимому, кроется одна из причин, по которой необходима увеличенная цикловая подача топлива при пуске, так как только при этом условии набирается достаточное количество мелких капель топлива, обеспечивающее возникновение устойчивых первых вспышек и горение топлива.

Поэтому один из путей улучшения пусковых качеств дизелей состоит в поисках способов повышения мелкости распыливания топлива при малых скоростях вращения вала.

Л и т е р а т у р а

1. Кухарев Н.М. Исследование распыливания топлива применительно к быстроходным дизелям. — В сб.: Исследование распыливания и горения дизельного топлива. М., 1959, вып. 87.
2. Трусов В.И., Рябкин Л.М. Исследование влияния характеристики впрыска на тонкость распыливания топлива форсункой закрытого типа. — В сб.: Автотракторные двигатели. М.,

1968, З. Якубенко Г.Я. Экспериментальная установка и методика исследования топливной аппаратуры на режиме пуска. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей. Минск, 1974, вып. 6. 4. Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. Л., 1971.

В.И. Хатянович

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ТОПЛИВА В СИСТЕМЕ ПИТАНИЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ВО ВРЕМЯ ЕГО РАБОТЫ

Физические характеристики дизельного топлива (плотность, вязкость, сжимаемость и др) существенно влияют на количество подачи топлива за цикл и качество его распыливания [1]. В свою очередь, эти характеристики топлива зависят от его температуры [2], которая во время работы двигателя может меняться в широких пределах [3,4]. Поэтому надлежащим образом отрегулированная топливная аппаратура на безмоторном стенде может неудовлетворительно работать на двигателе вследствие существенного изменения температуры топлива в топливоподающей аппаратуре работающего двигателя. Ввиду этого изучение теплового состояния топлива в системе питания тракторного двигателя приобретает важное значение, так как оно позволит производить регулировку топливоподающей аппаратуры применительно к реальным условиям работы двигателя.

В настоящей статье излагаются результаты исследования влияния различных эксплуатационных условий на температуру топлива: температуры окружающего воздуха, нагрузки, режима охлаждения двигателя и степени его обдувки воздухом.

Температура топлива измерялась в следующих точках: в фильтре тонкой очистки, в головке топливного насоса (у входа и выхода) и в кармане распылителя форсунки. Температура воды в системе охлаждения — на входе и выходе из двигателя; воздуха — перед и после радиатора. Температура топлива и воды измерялась хромель-копелевыми термопарами с применением электронного потенциометра ЭПВ-2; воздуха — ртутными термометрами с ценой деления 1°C .

Опыты проводились на двигателе Д-50 мощностью 50 л.с. при 1600 об/мин, оборудованном воздухоочистителем, радиатором и вентилятором, но без боковин капота. При испытаниях применялось топливо ДЛ ГОСТ 4749-49.

Проведены четыре серии опытов.

1. Работа двигателя на холостом ходу и под полной нагрузкой при разной температуре окружающего воздуха в пределах от 20 до 45°С.

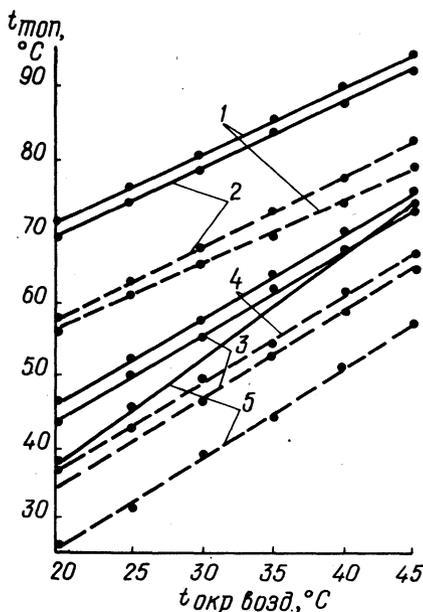
2. Работа двигателя на полной мощности при разной температуре охлаждающей воды.

3. Работа двигателя по нагрузочной характеристике при температуре окружающего воздуха 20 и 40°С.

4. Работа двигателя по скоростной характеристике.

Опыты проводились на двигателе, оборудованном радиатором и вентилятором, а опыты 3 и 4, кроме того, повторены без них. Они показали, что температура топлива в фильтре во всех случаях лишь на 1—2°С ниже, чем на входе в насос, а перепад температур на входе и выходе топлива из насоса также не превышал 2—3°С. Поэтому тепловое состояние топлива в насосе оказалось целесообразным оценивать средним значением температур на входе и выходе.

Рис. 1. Зависимость температуры топлива в системе питания дизеля Д-50 от температуры окружающего воздуха (сплошная линия — номинальный режим, штриховая — холостой ход): 1—средняя температура воды в двигателе; 2— температура топлива в распылителе; 3— температура топлива в фильтре; 4— средняя температура топлива в головке насоса; 5— температура воздуха после радиатора.



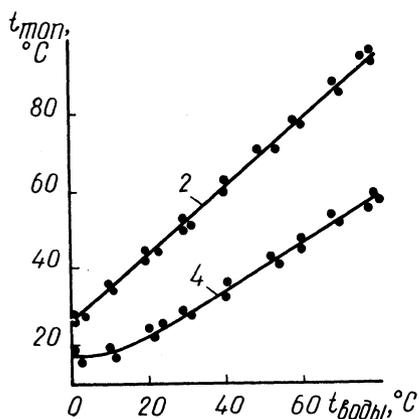


Рис. 2. Зависимость температуры топлива в системе питания от теплового состояния дизеля Д-50.

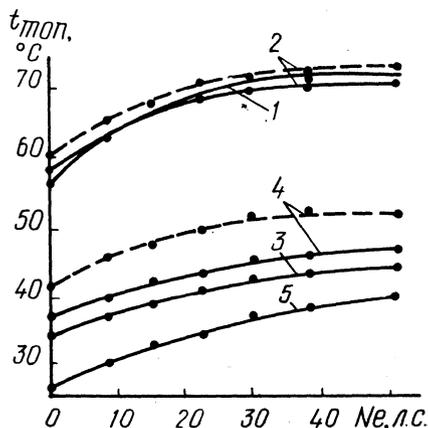


Рис. 3. Зависимость температуры топлива в системе питания дизеля Д-50 от нагрузки при 1500 об/мин и температуре окружающего воздуха 20°C (сплошная линия — двигатель с радиатором и вентилятором, штриховая — без них).

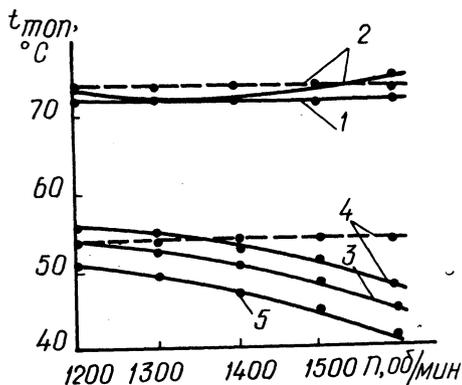


Рис. 4. Зависимость температуры топлива в системе питания дизеля Д-50 от оборотов при температуре окружающего воздуха 25°C (сплошная линия — двигатель с радиатором и вентилятором, штриховая — без них).

Результаты опытов представлены графически на рис. 1—4, которые позволяют сделать ряд выводов.

1. С ростом температуры окружающего воздуха растет и средняя температура топлива в насосе, превышая ее примерно

на 25°C при полной мощности и на $15\text{--}20^{\circ}\text{C}$ на холостом ходу (рис. 1).

2. С ростом температуры охлаждающей воды повышается и температура топлива в насосе, хотя и значительно медленнее (рис. 2). Так, при повышении температуры воды от 40 до 80°C температура топлива возросла от 23 до 44°C .

3. Повышение мощности двигателя от холостого хода до полной нагрузки вызвало возрастание температуры топлива в насосе примерно на 10°C (рис. 3). При отсутствии обдува двигателя вентилятором температура топлива возрастает примерно на 10°C в сравнении со случаем с обдувом.

4. Рост числа оборотов вызывает небольшое снижение температуры топлива в насосе (рис. 4), что объясняется увеличением обдува двигателя. При выключенном вентиляторе температура топлива не зависит от числа оборотов.

5. Температура топлива в кармане распылителя форсунки во всех опытах равнялась примерно средней температуре воды в рубашке охлаждения двигателя независимо от других условий его работы. Исключение составляет лишь опыт при работе двигателя на холостом ходу и повышенных температурах окружающего воздуха (рис. 1). В этом случае температура топлива в распылителе выше средней температуры воды, что объясняется малым расходом топлива через форсунку.

Л и т е р а т у р а

1. Вырубов Д.Н. Физические характеристики дизельных топлив, определяющие процесс топливоподачи. — "Дизелестроение", 1935, № 8.
2. Колупаев В.Я. Взаимосвязь основ физических свойств автотракторных топлив и зависимость их от давления и температуры. — Труды ЦНИТА. Л., 1966, вып. 30.
3. Власов, П.А. Исследование температуры в топливной системе тракторного дизеля при эксплуатационных условиях и влияние ее на характеристику топливоподачи. — Труды Пензенского сельскохозяйственного института. Пенза, 1966, вып. 10.
4. Хрулькевич О.А. Некоторые требования к тракторным двигателям при их эксплуатации в тропических условиях. — "Тракторы и сельхозмашины", 1966, № 7.

О ВЛИЯНИИ ЗАПОРНОЙ ЧАСТИ ИГЛЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ФОРСУНКИ

Показатели работы дизелей с непосредственным распыливанием топлива зависят от качества работы форсунки, которое в значительной степени определяется конструктивными параметрами распылителя. Одним из таких параметров является посадочный (характерный) диаметр конуса иглы распылителя.

У большинства отечественных и зарубежных двигателей применяются форсунки, у которых этот диаметр равен 3 мм и сравнительно редко встречаются двигатели как с меньшим значением (например, у Д-37М он равен 2,6 мм), так и с большим диаметром (фирма CAV, Англия).

Испытания, проведенные на Алтайском моторном заводе, показали, что опытные распылители с уменьшенным характерным диаметром (2,6 мм) работают хуже, чем серийные, с диаметром 3 мм. При проверке на стенде с ручным приводом опытных распылителей впрыск был менее звонкий, часто даже глухой, более худшая отсечка и распыливание топлива, чем у серийного. Источником характерного звука, наблюдаемого при испытании распылителей на стендах с ручным приводом, является колебательное движение иглы и связанных с нею деталей [1,2]. Поэтому более звонкая работа форсунки свидетельствует о лучшей подвижности иглы в корпусе распылителя, что необходимо для обеспечения его длительной работоспособности.

Подобные сравнительные испытания серийных распылителей двигателей А-01М и А-41 с характерным диаметром 3 мм и опытных с увеличенным характерным диаметром показали, что подвижность иглы оказалась лучшей, чем у серийных. Все испытанные опытные форсунки (50 шт.) имели четкую звонкую работу и давали туманообразное равномерное распыливание, большинство серийных распылителей при том же качестве распыливания имели впрыск топлива менее четкий и без характерного звука, а часть (15—20%) серийных распылителей давали струи, в которых наблюдались отдельные капли.

Проведенные моторные испытания подтвердили результаты безмоторных испытаний.

Испытания на двигателе А-41 во всем диапазоне рабочих нагрузок и скоростей показали, что мощностно-экономические показатели двигателя с серийными и опытными распылителями одинаковы.

800-часовые стендовые испытания двух двигателей с опытными распылителями А-01М по ГОСТ 491-55 показали, что мощностные и экономические показатели двигателей оставались стабильными, качество распыла и подвижность иглы после испытаний соответствовали техническим требованиям, эффективное проходное сечение сопловых отверстий одного распылителя уменьшилось на 3,3%, у остальных распылителей оно практически не изменилось.

Проводились сравнительные эксплуатационные испытания опытных (10 шт.) и серийных (10 шт.) распылителей на тракторах ДТ-75М и Т-4А. Тракторы использовались на различных сельскохозяйственных работах: на пахоте — 55%, предпосевной обработке — 30% и транспортных работах — 15%. Распылители (опытные и серийные) устанавливались на двигатели через один и наработали от 1042 моточасов до 1627 моточасов, средняя наработка на комплект составила 1352 моточаса.

Испытания показали, что опытные распылители не имели случаев ухудшения качества распыливания в результате частичной потери подвижности иглы, в то время как серийные имели в семи случаях; уменьшение эффективного проходного сечения наблюдалось у опытных и серийных распылителей по два раза.

Необходимо отметить, что максимальное снижение эффективного проходного сечения сопловых отверстий опытных распылителей не превысило 9,8%, в то время как серийных составило 18,3% и 17,4%.

Таким образом, увеличение характерного диаметра иглы распылителя приводит к лучшей подвижности иглы, что обеспечивает повышенную работоспособность и долговечность форсунок.

Л и т е р а т у р а

1. Астахов И.В., Трусков В.И., Хачиян А.С., Голубков Л.Н. Подача и распыливание топлива в дизелях. М., 1972.
2. Файнлейб Б.Н., Логинов Л.С. Исследование метода промышленной оценки распылителей тракторных дизелей. — "Тракторы и сельхозмашины", 1969, № 3.

АВТОМАТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Разработка новых, находящихся на современном уровне конструкций двигателей внутреннего сгорания и подготовка их к постановке на производство требует проведения глубоких исследований, своевременное выполнение которых возможно лишь при соответствующей автоматизации стендовых испытаний.

Автоматические системы для исследования ДВС (АСИД) получают широкое распространение за рубежом и начинают применяться в отечественном двигателестроении. Это, например, автоматический испытатель дизель-агрегатов АИДА-1 Коломенского тепловозостроительного завода. Система демонстрировалась на ВДНХ в 1973 г.

Применение АСИД позволяет исследовать и доводить двигатели в более короткие сроки, что дает большой экономический эффект как от уменьшения затрат на исследования, так и в результате своевременного внедрения двигателей более совершенных конструкций с высокими показателями.

Применение АСИД связано с разработкой комплекса вопросов, относящихся к измерениям в ДВС; работе вычислительной техники и ее математического обеспечения; использованию локальных регуляторов для поддержания в заданных пределах некоторых основных параметров: числа оборотов коленчатого вала, температуры воды и масла и т.д.

На кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Белорусского политехнического института проводятся работы по применению отдельных элементов АСИД при испытании двигателей. Были созданы и внедрены устройства стабилизации теплового режима работы двигателя и автоматизации замера расхода топлива, воздуха и числа оборотов.

Система автоматического регулирования теплового режима позволяет поддерживать заранее заданную температуру воды и масла вне зависимости от режима работы двигателя. Для этой цели в систему охлаждения включен водо-водяной, а в систему смазки водо-масляный теплообменники.

Электрическая схема системы представлена на рис. 1.

Заданный тепловой режим поддерживается путем изменения температуры воды в теплообменнике. В качестве датчиков температуры в системе используются дистанционные манометрические электроконтактные термометры ЭКТ-1 с ценой деления

2°С. Чувствительные элементы термометров установлены в теплообменниках. Термометры имеют регулируемые контакты КТ-1 и КТ-2, замыкание и размыкание которых осуществляет стрелкой термометра. Контакты управляют работой электромагнитного вентиля ЭВ и электрического подогревателя ТЭН. При замыкании контактов КТ-1 включается ТЭН и подогревает воду в теплообменниках. При достижении заданной температуры воды в теплообменниках контакты размыкаются и выключают ТЭН. Если температура в системе выше заданной, то замыкаются контакты КТ-2 и включают электромагнитный вентиль, через который поступает холодная вода в теплообменник.

При таком способе регулирования теплового режима двигателя температура воды и масла поддерживается автоматически с точностью $\pm 1^\circ\text{C}$.

Принципиальная схема прибора для измерения расходов топлива, воздуха и числа оборотов представлена на рис. 2.

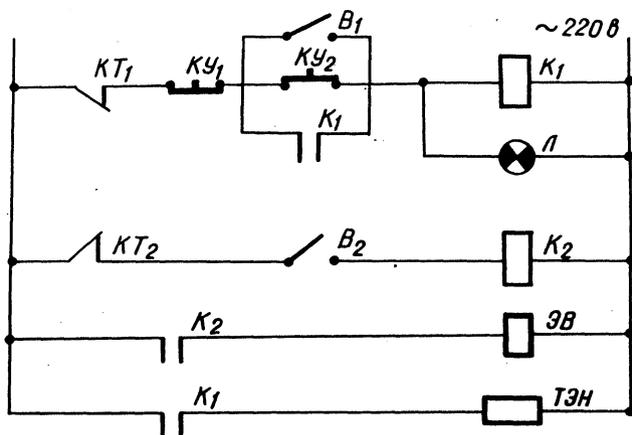


Рис. 1. Электрическая схема автоматического регулирования теплового режима двигателя.

Расход топлива измеряется весовым способом. Время замера фиксируется автоматически электросекундомером П-14-2м. Включение и выключение электросекундомера осуществляется бесконтактными датчиками типа БК-А-О. Малогабаритные головки этих датчиков размещены на циферблате весов. Четыре головки размещены таким образом, что можно измерять время

расхода 50, 100, 150 г. Диапазон измерений меняется переключателем Π_2 .

Процесс замера происходит следующим образом. При нажатии на кнопку K_2 "пуск" включается электромагнитное реле 1Р, контакты которого замыкают цепь питания датчика D_1 .

Действие датчиков основано на изменении индуктивной связи между его обмотками при вхождении стрелки весов в зазор головки датчика. Датчик D_1 включает реле 2Р, которое через промежуточное реле 4Р замыкает цепь питания электросекундомера. В зависимости от положения переключателя Π_2 секундомер выключается при вхождении стрелки весов в зазор одной из головок датчиков D_2 .

Для автоматического наполнения сосуда топливом на топливопроводе установлен электромагнитный вентиль ЭВ, управление которым осуществляется двумя концевыми выключателями 1КВ и 2КВ. При необходимости быстрого наполнения сосуда топливом до окончания замера пользуются кнопкой K_1 "ручное управление".

Расход воздуха двигателем измеряется газовым счетчиком типа РГ-100. Ось ротора счетчика удлинена и выведена наружу через отверстие в боковой пробке. К торцу удлиненной оси крепится металлическая пластина, входящая при вращении в зазор головки датчика D_4 , укрепленного на корпусе счетчика.

Число оборотов коленчатого вала измеряется с помощью датчика D_3 .

Сигналы от датчиков D_3 и D_4 поступают соответственно на импульсные счетчики $СИ_1$ и $СИ_2$ типа СБ-1/100, которые включаются и выключаются одновременно с секундомером.

При необходимости измерения числа оборотов коленчатого вала и расхода воздуха независимо от расхода топлива включение и выключение счетчиков $СИ_1$ и $СИ_2$ осуществляется минутным реле времени РВ.

Погрешность определения расхода топлива описанным прибором составляет 0,5 г, числа оборотов — 1 об/мин.

Работа всех элементов прибора контролируется сигнальными лампочками, установленными на передней панели.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВКИ СИСТЕМЫ ХОЛОСТОГО ХОДА КАРБЮРАТОРА НА СОДЕРЖАНИЕ ОКИСИ УГЛЕРОДА В ВЫХЛОПНЫХ ГАЗАХ ДВИГАТЕЛЯ ГАЗ-24

Холостой ход, как один из характерных режимов работы карбюраторных двигателей городского автомобильного транспорта, наиболее неблагоприятен по содержанию окиси углерода в выхлопных газах. Поэтому в принятых нормах допустимого содержания токсичных веществ в выхлопных газах автомобилей в первую очередь ограничивалось содержание окиси углерода именно на холостом режиме работы двигателей.

С 1971 г. в СССР действует ГОСТ 16533-70, регламентирующий объемное содержание окиси углерода в выхлопных газах до 4,5% при работе двигателя на малых оборотах и до 2% на повышенных оборотах холостого хода. С введением его автомобили, эксплуатируемые в столицах союзных республик, в городах с населением свыше 300 тыс. человек и в курортных городах, должны контролироваться по содержанию окиси углерода в выхлопных газах при работе двигателей на режиме холостого хода.

Опыты, проведенные авторами на двигателе с карбюратором К-126Г, подтвердили существенное влияние на содержание окиси углерода в выхлопных газах регулировки системы холостого хода. Концентрация окиси углерода определялась оптико-акустическим газоанализатором ОА-2109 Смоленского завода средств автоматики со шкалой измерения 0—10% СО. Результаты опытов (рис. 1) показывают, что содержание окиси углерода в выхлопных газах зависит от числа оборотов двигателя и положения

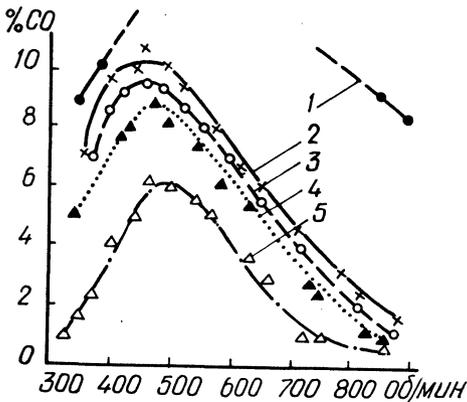


Рис. 1. Зависимость содержания окиси углерода в выхлопных газах от числа оборотов холостого хода двигателя при различных положениях винта качества смеси:

1—исходное положение винта; 2—винт ввернут на 22° ; 3—винт ввернут на 45° ; 4—винт ввернут на 67° ; 5—винт ввернут на 90° .

винта качества смеси системы холостого хода карбюратора. При любом положении винта характер изменения содержания окиси углерода от числа оборотов примерно одинаков. Резкое увеличение концентрации окиси углерода в зоне низких оборотов (300—400 об/мин) объясняется большим количеством пропусков вспышек, что подтверждается перебоями и неустойчивой работой двигателя. В зоне 400—600 об/мин наблюдается максимальное содержание окиси углерода, а по мере увеличения числа оборотов ее концентрация снижается. Следовательно, для двигателя ГАЗ-24 можно рекомендовать работу на холостом ходу с несколько повышенным числом оборотов (на 20—30%) по сравнению с заводскими рекомендациями.

На рис. 2 показан характер изменения содержания окиси углерода в выхлопных газах в зависимости от положения винта качества смеси при неизменном положении дроссельной заслонки. За нулевое принято положение винта, занимаемое им после выворачивания на полтора оборота от упора. Карбюратор К-126Г очень "чувствителен" к положению регулировочного винта, поворот которого на угол $\varphi = 15\text{--}20^\circ$ увеличивает содер-

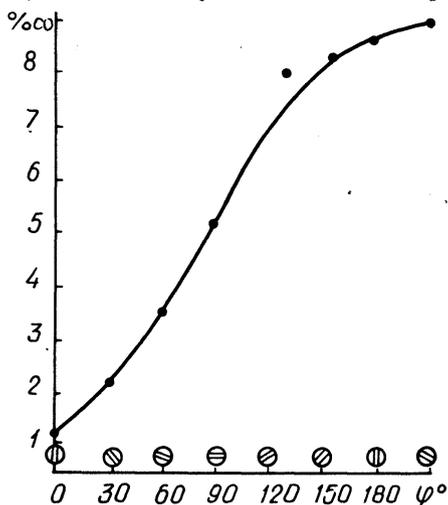


Рис. 2. Зависимость содержания окиси углерода в выхлопных газах от положения винта качества смеси при неизменном положении дроссельной заслонки.

жание окиси углерода на 3—4%. Поэтому необходимо регулировать систему холостого хода карбюратора, контролируя содержание окиси углерода в выхлопных газах и число оборотов двигателя. Учитывая возможные обращения водителей к винту регулировки системы холостого хода в пути, целесообразно на автомобилях, предназначенных для эксплуатации в городах, опломбировывать винт качества смеси после регулировки.

СОДЕРЖАНИЕ

И.С. Цитович, Л.И. Офенгейм, С.М. Рудницкая, П.В. Кислейко. Вероятностные расчеты подшипников качения трансмиссии автомобиля	3
Г.Ф. Бутусов. Осевое перемещение прямозубой скользящей шестерни и ее самовыключение	10
А.Г. Выгонный, А.Т. Ковальков, И.В. Сурков. Экспериментальное исследование продольной неравномерности распределения нагрузки в новом и приработанном зубчатых (шлицевых) соединениях	15
С.М. Белов, Г.Ф. Бутусов. Экспериментальные исследования шлицевых соединений на износостойкость	18
Нгуен Ван Шау. Усталостная равнопрочность зубчатых колес и подшипников автомобильных коробок передач	23
А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля	27
Л.А. Молибощко. Упрощенный метод определения амплитудных частотных характеристик трансмиссии автомобиля	35
Б.Е. Митин. К вопросу диссипации механической энергии в гидротрансформаторах	40
А.А. Губицкий. К вопросу о влиянии параметров гидромеханической ветви на к.п.д. двухплоточной гидрообъемной передачи	47
О.С. Руктешель. Моделирование работы многодискового гидropоджимного фрикциона	55
Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, А.В. Ануфриенко. Динамические свойства ТЕ-звена с постоянной емкостью	68
И.И. Лепешко. О силах инерции автомобиля при криволинейном движении	74
О.Я. Заславский. Влияние зазоров на распределение нагрузок по элементам карданного шарнира	80
О.Я. Заславский. К вопросу об оптимальной конфигурации пары вал--игольчатый подшипник без внутреннего кольца	86
В.П. Бойков, Н.В. Богдан, Н.А. Разоренов, В.А. Ким. К вопросу об исследовании бокового увода тракторных шин	90
Н.В. Богдан. К расчету тормозных моментов тракторного поезда	93
В.А. Ким. Уравнения движения тракторного поезда для исследования устойчивости его движения по траектории	97
Л.В. Барташевич, А.М. Расолько, К.И. Симоненко.	

Разработка методики и стендового оборудования для испытаний комбинированных регуляторов давления пневматического привода тормозов тракторного поезда	106
Г.П. Грибко, А.М. Расолько, Л.В. Барташевич. Испытания пневмогидравлического привода тормозов прицепов . .	110
В.В. Будько. Распределение крутящих моментов между мостами полноприводного трактора	115
Ю.Е. Атаманов. Кинематика и динамика криволинейного движения трактора 4x4	119
В.В. Гуськов, Н.А. Черноморец, П.П. Артемьев. Экспериментальное исследование плавности хода трактора "Беларусь" в агрегате с одноосным прицепом 1-ПТС-4	125
Н.А. Разоренов. К вопросу описания движения тракторного поезда на базе трактора кл. 1,4 тс и двух прицепов 2-ПТС-4	128
Н.А. Разоренов, В.А. Ким, Н.В. Богдан. Методика экспериментального исследования динамики движения тракторного поезда	134
Г.А. Молош, И.И. Грицук, А.Л. Хилько. Влияние подвески заднего моста сельскохозяйственного колесного трактора на устойчивость работы навесных машин	139
Г.М. Кухаренок, Д.М. Пинский, В.А. Рожанский. Влияние некоторых факторов на показатели рабочего цикла дизеля Д-240	143
В.А. Рожанский, Ч.Б. Дробышевский. Анализ смесеобразования в камере типа ЦНИДИ в применении к быстроходному дизелю Д-240	151
В.С. Грачев, В.М. Никитин, З.М. Ройфберг. Применение анализа размерностей при экспериментальном исследовании дизеля А-01М с газотурбинным наддувом	159
В.А. Рожанский, В.А. Роткович, Ч.Б. Дробышевский. Результаты оптимизации фаз впуска и параметров впускного тракта четырехцилиндрового тракторного двигателя	163
А.Г. Латокурский. Некоторые результаты исследования работы дизеля А-41 при высокотемпературном охлаждении . .	168
В.С. Глушаков. Исследование влияния теплового режима тракторного дизеля на его эффективные и эксплуатационные показатели	172
А.Г. Латокурский. Тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы тракторного дизеля А-41 при высокотемпературном охлаждении	176
В.С. Глушаков, А.Н. Саралин, Л.Н. Крагель. Влияние способа подвода охлаждающей жидкости на тепловое состояние	

гильз цилиндров тракторного дизеля	181
Л.Я. Волчок, Н.П. Цаюн, П.В. Прокашко. Эффективность применения некоторых средств облегчения пуска тракторного дизеля	188
Л.Я. Волчок, Г.Я. Якубенко, Исследование процесса впрыска топлива в тракторном дизеле при пуске	194
Л.Я. Волчок, Г.Я. Якубенко. Исследование качества распыливания топлива в тракторном дизеле при пуске	198
В.И. Хатянович. Тепловой режим топлива в системе питания тракторного дизеля во время его работы	204
Л.М. Гамза, Р.И. Маслова, В.М. Ройфберг. О влиянии запорной части иглы распылителя на работоспособность форсунки	208
М.П. Бренч, Г.М. Кухаренок, Д.М. Пинский. Автоматические устройства стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания	210
Б.Е. Железко, Р.Я. Пармон, Исследование влияния регулировки системы холостого хода карбюратора на содержание окиси углерода в выхлопных газах двигателя ГАЗ-24	214
Рефераты	219

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И
РАБОТОСПОСОБНОСТЬ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ И
ТРАКТОРОВ.

Выпуск 7

Редактор Л.Р. Дубровская
Худож. редактор И.Е. Беленькая
Техн. редактор Л.И. Жук
Корректор С.И. Михайлова, З.Б. Боборыко
График Н.В. Журавлева
Оператор И.В. Прохорова

АТ 11630. Подписано к печати 12/XI 1974 г. Бума-
га 60x90 1/16 офсет. Печ. л. 14,5. Уч.-изд. л. 13,38
Изд. № 73-169. Тип. зак. 5010 Тираж 400 экз. Цена 1руб.34 коп

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета
Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и
книжной торговли. Редакция межведомственных сборников и за-
казной литературы. 220600. Минск, ул. Кирова, 24.

Типография "Победа" Государственного комитета Совета
Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. Молодечно, Привокзальный пер., 11.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.113.01-23

Вероятностные расчеты подшипников качения трансмиссии автомобиля. Цитович И.С., Офенгейм Л.И., Рудницкая С.М., Кислейко П.В. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 3--10.

Предлагается способ расчета подшипников трансмиссии автомобиля, базирующийся на основных положениях вероятностного расчета деталей автомобиля и на рекомендациях по выбору нагрузочного режима для расчета подшипников, разработанных в Проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института.

Проведены два варианта расчета кумулятивной кривой выхода из строя подшипников с учетом относительной доли автомобилей, работающих на каждом виде дорог. Дан пример расчета кумулятивной кривой для подшипника задней опоры первичного вала коробки передач автомобиля ЗИЛ-130 в двух вариантах. Проведено сопоставление результатов расчета по первому и второму вариантам. — Ил. 3. Библ. 4.

УДК 629.114.2

Осевое перемещение прямозубой скользящей шестерни и ее самовыключение. Бутусов Г.Ф. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 10--15.

Приведены теоретические исследования осевого перемещения прямозубой скользящей шестерни относительно вала и получена аналитическая зависимость для определения величины осевой силы.

Экспериментально установлены зависимости для выбора конструктивных параметров, с целью устранения самовыключения скользящих шестерен. — Ил. 1. Библ. 2.

УДК 621.824.44

Экспериментальное исследование продольной неравномерности распределения нагрузки в новом и приработанном зубчатых (шлицевых) соединениях. Выгонный А.Г., Ковальков А.Т., Сурков И.В. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с.15--18

Даются результаты экспериментального исследования коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки

при передаче крутящего момента в конечном сечении шлицев втулки нового и приработанного зубчатых (шлицевых) соединений карданной передачи автомобиля МАЗ-500. Установлено, что коэффициент продольной неравномерности в приработанном соединении при средних нагрузках близок к единице, при больших нагрузках — возрастает.

Нарушение первоначального положения сборки приработанного соединения значительно увеличивает продольную неравномерность распределения нагрузки. — Ил. 2. Библ. 1.

УДК 621.824.44.001,5

Экспериментальные исследования шлицевых соединений на износостойкость. Белов С.М., Бутусов Г.Ф. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 18—23.

Приводятся результаты экспериментального исследования сравнительной износостойкости шлицевых соединений скользящих и неподвижных шестерен в зависимости от зазоров между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и в зависимости от асимметрии шестерен. — Ил. 1.

УДК 629.113.01-23

Усталостная равнопрочность зубчатых колес и подшипников автомобильных коробок передач. Нгуен Ван Шау "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 23—27.

Рассматриваются результаты расчетов на выносливость зубчатых колес и подшипников коробок передач автомобилей. Расчеты выполнены с целью установления условий равнопрочности.

На примере коробки передач автомобиля ГАЗ-53 в табличном виде и в виде диаграммы показаны необходимые уровни напряжений и требуемые коэффициенты работоспособности для зубчатых колес и подшипников, обеспечивающие заданный срок службы.

Данные рекомендуемых диаграмм могут быть использованы при усовершенствовании коробок передач. — Табл. 2, Ил. 1.

УДК 629.113-578 -587.001.5

Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 27—35.

Изложены методика и результаты исследований нагрузок в трансмиссии автомобиля при движении по дороге с твердой неровной поверхностью. Расчетная динамическая система связывает колебания в трансмиссии автомобиля с воздействием дорожных неровностей и колебаниями автомобиля на подвеске. Приведены уравнения, описывающие движение масс этой системы. Исследовано влияние некоторых параметров трансмиссии и подрессоривания автомобиля на величину динамического момента в трансмиссии. — Ил. 4. Библ. 2.

УДК 629.113 / 117

Упрощенный метод определения амплитудных частотных характеристик трансмиссии автомобиля. Молибощко Л.А. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 35--40.

Сформулировано общее правило написания любого квадрата модуля амплитудной частотной характеристики для механических колебательных систем любой сложности без составления и решения уравнений движения. Алгоритм нахождения амплитудной частотной характеристики предлагаемым методом получается достаточно простым и с помощью даже небольших ЭЦВМ позволяет проводить выбор параметров трансмиссии, обеспечивающих получение наиболее благоприятного спектра нагрузок на ее деталях при движении автомобиля в различных дорожных условиях. — Ил. 1.

УДК 629.113/ 117 + 621.226.5

К вопросу диссипации механической энергии в гидротрансформаторах. Митин Б.Е. "Автотракторостроение", 1975, вып.7, с. 40--47.

Приводится комбинированная методика определения диссипации механической энергии в гидротрансформаторах. При разработке комбинированной методики были использованы: закон сохранения энергии, закон переноса, теория поля и принцип независимости действия сил. В статье даны численные значения коэффициентов потерь напора в круге циркуляции, полученные на основе анализа результатов математической обработки экспериментальных характеристик одноступенчатых комплексных гидротрансформаторов.

Новым в комбинированной методике является подход к расчету основных видов гидравлических потерь, что позволило не

только повысить точность результатов расчета, но и в значительной степени упростить методику. — Библ. 8.

УДК 621.28

К вопросу о влиянии параметров гидромеханической ветви на к.п.д. двухпоточной гидрообъемной передачи. Губицкий А.А. "Авtotракторостроение", 1975, вып. 7, с. 47—55.

Приведены основные положения методики расчета параметров рабочего процесса двухпоточных гидрообъемных передач с учетом потерь энергии. Даются рекомендации по определению коэффициентов потерь энергии. По представленной методике проведены расчеты различных вариантов схем двухпоточных передач и на основании результатов расчетов приведены рекомендации по выбору основных параметров двухпоточных гидрообъемных передач. — Ил. 4. Библ. 3.

УДК 631.372—578.001.2

Моделирование работы многодискового гидropоджимного фрикциона. Руктешель О.С. "Авtotракторостроение", 1975, вып. 7, с. 55—68.

Рассмотрены динамические процессы включения и выключения гидropоджимного фрикциона, применяемого в трансмиссиях транспортных и тяговых машин. Приведена математическая модель рассматриваемых процессов во фрикционе. Разработана блок-схема для исследования характеристик процесса включения и выключения фрикциона, позволяющая оценивать влияние и выбирать оптимальные значения основных конструктивных параметров фрикциона и системы управления. — Ил. 4. Библ. 5.

УДК 629.114.4

Динамические свойства ТЕ-звена с постоянной емкостью. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Ануфриенко А.В. "Авtotракторостроение", 1975, вып. 7, с. 68—74.

Рассмотрена динамика пневматических звеньев (ТЕ-звеньев), состоящих из длинных трубопроводов и присоединенных емкостей; приведены дифференциальные уравнения, описывающие процессы наполнения и опораживания емкостей. Приведены безразмерные переходные характеристики звеньев 2-го и 1-го порядка, указаны границы этих звеньев в зависимости от их па-

раметров. Даны рекомендации по выбору удельной проходимости дросселей ТЕ-звеньев. — Ил. 2. Библ. 3.

УДК 629.113.075.001.5

О силах инерции автомобиля при криволинейном движении.
Лепешко И.И. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 74-80.

Приведены результаты теоретического исследования инерционных сил, действующих на двухосный автомобиль при движении на повороте. Выполнен анализ возможности применения известных из теории автомобиля уравнений для определения инерционных сил в общем случае движения. Выведены уравнения ускорений центра тяжести автомобиля в общем случае движения и проведен их анализ. — Ил. 1. Библ. 6.

УДК 621.822

Влияние зазоров на распределение нагрузок по элементам карданного шарнира. Заславский О.Я. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 80-86.

Приводится методика расчета элементов карданного шарнира, позволяющая учесть влияние зазоров на распределение нагрузок в игольчатом подшипнике. — Ил. 1.

УДК 621.822

К вопросу об оптимальной конфигурации пары вал-игольчатый подшипник без внутреннего кольца. Заславский О.Я. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 86-89.

Изложен метод расчета контактных давлений в карданном игольчатом подшипнике и их взаимосвязь с конфигурацией контактирующих элементов.

УДК 631.372.012.5

К вопросу об исследовании бокового увода тракторных шин. Бойков В.П., Богдан Н.В., Разоренов Н.А., Ким В.А. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 90-92.

Изложено состояние вопроса об исследовании бокового увода тракторных шин и дано обоснование необходимости создания универсальной установки для исследования этого явления.

Дано описание принципа работы и конструкции экспериментальной установки для определения характеристик шин. — Ил. 1.

УДК 629.114

К расчету тормозных моментов тракторного поезда. Богдан Н.В. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 93—97.

Рассмотрены вопросы торможения тракторного поезда. Составлены уравнения и получены зависимости тормозных моментов от удельного веса груза, смещения центра тяжести груза в продольной плоскости и величины загрузки прицепа. Дано обоснование тормозных моментов. — Ил. 4.

УДК 629.114.3-0.73

Уравнения движения тракторного поезда для исследования устойчивости его движения по траектории. Ким В.А. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 97—105.

Получены уравнения, позволяющие теоретически исследовать устойчивость движения механической системы с учетом различных факторов, которые могут оказывать существенное влияние на характер его движения.

Решение уравнений предполагается производить численным методом, не прибегая к линеаризации данных уравнений. — Ил. 1.

УДК 629.114.3-592

Разработка методики и стендового оборудования для испытаний комбинированных регуляторов давления пневматического привода тормозов тракторного поезда. Барташевич Л.В., Расолько А.М., Симоненко К.И. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 105—110.

Дано описание схем стендового оборудования для проведения ресурсных испытаний и для определения эффективности влагомаслоотделения комбинированных регуляторов давления. Изложена методика испытаний.

На основании предложенной методики проводились ресурсные испытания комбинированных регуляторов давления на стенде. Параллельно проводились испытания непосредственно в эксплуатации, они дали результаты, аналогичные полученным в лаборатории. — Ил. 3.

УДК 629.114.3-592

Испытания пневмогидравлического привода тормозов прицепов. Грибко Г.П., Расолько А.М., Барташевич Л.В. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 110—114.

Изложена методика лабораторных и дорожных испытаний пневмогидравлического привода тормозов тракторных прицепов, а также ресурсных испытаний пневматического переходника. Приведены результаты испытаний. — Ил. 3.

УДК 629.114.2.001.2

Распределение крутящих моментов между мостами полноприводного трактора. Будько В.В. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 115—118.

Исследуется распределение крутящих моментов между мостами полноприводного трактора с заблокированным межосевым приводом при работе с крюковой нагрузкой на деформируемой опорной поверхности. — Ил. 2. Библ. 1.

УДК 629.114.7:629.1.075

Кинематика и динамика криволинейного движения трактора 4x4. Атаманов Ю.Е. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 119—125.

Предлагается методика аналитического определения кинематических и динамических параметров криволинейного движения трактора 4x4 в различных эксплуатационных условиях с заблокированным или дифференциальным межосевым приводом. Проведен анализ влияния на величину и направление действия боковых сил эксплуатационных условий и схемы межосевого привода колесного трактора 4x4. — Ил. 1. Библ. 1.

УДК 629.114.2.012.8

Экспериментальные исследования плавности хода трактора "Беларусь" в агрегате с одноосным прицепом 1-ПТС-4. Гуськов В.В., Черноморец Н.А., Артемьев П.П. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 125—128.

Получены зависимости величины среднеквадратичных ускорений, действующих на тракториста от скорости движения для различных типов дорог. Это позволяет учесть их влияние на движение тракторного транспорта агрегата в целом. — Ил.1. Библ. 2.

УДК 629.114.3.073.

К вопросу описания движения тракторного поезда на базе трактора кл. 1,4 тс и двух прицепов 2-ПТС-4. Разоренов Н.А. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 128--134.

Рассматривается вопрос устойчивости и управляемости движения тракторного поезда. Приведены математические выражения, описывающие плоско-параллельное движение поезда с семью степенями свободы, позволяющие с помощью ЭВМ исследовать прямолинейное или криволинейное движение тракторного поезда в составе одного или двух прицепов с поворотным кругом. -- Ил. 1. Библ. 6.

УДК 629.114

Методика экспериментального исследования динамики движения тракторного поезда. Разоренов Н.А., Ким В.А., Богдан Н.В. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 134--139.

Приводится описание разработанной аппаратуры для проведения исследований динамики движения тракторных поездов. Дается методика определения скорости и траектории колесных транспортных средств при переходных режимах движения. -- Ил. 3. Библ. 3.

УДК 629.114.2.012.8

Влияние подвески заднего моста сельскохозяйственного колесного трактора на устойчивость работы навесных машин. Молош Г.А., Грицук И.И., Хилько А.Л. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 139--143.

Приведен сравнительный анализ устойчивости работы навесных сельскохозяйственных машин в агрегате с колесным трактором, имеющим различные варианты подрессоривания остова, в частности заднего моста, на основании которого установлено, что подрессоривание заднего моста сельскохозяйственного колесного трактора при работе с навесной машиной способствует повышению устойчивости работы навесной машины. -- Ил. 3.

УДК 621.436.01976. 001.5.

Влияние некоторых факторов на показатели рабочего цикла

дизеля Д-240. Кухаренок Г.М., Пинский Д.М., Рожанский В.А. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 143—151.

Приводятся результаты исследования возможности улучшения показателей рабочего процесса двигателя Д-240 путем изменения некоторых параметров камеры сгорания.

Определены допустимые пределы отклонения углов распыливающих отверстий и оптимальное утопание носка распылителя форсунки ФД-22, а также влияние степени сжатия, относительного объема камеры сгорания и фаз газораспределения на экономические показатели работы двигателя. — Табл. 3. Ил. 8. Библ. 2.

УДК 621.436.013.6.03.056

Анализ смесеобразования в камере типа ЦНИДИ в применении к быстроходному дизелю Д-240. Рожанский В.А., Дробышевский Ч.Б. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 151—159.

Дан анализ характера изменения радиальной и осевой скоростей перетекания воздуха в камеру сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала и надпоршневого зазора; предложена модель образования кольцевого вихря и послойного смесеобразования при впрыске топлива за период задержки воспламенения. Показано, что организованное вихревое движение воздуха в камере типа ЦНИДИ является таким же важным фактором, как и в камерах сгорания с организацией вихревого движения воздуха во впускных каналах. — Ил. 4. Библ. 7.

УДК 621.436.016.7.001.24

Применение анализа размерностей при экспериментальном исследовании дизеля А-01М с газотурбинным наддувом. Грачев В.С., Никитин В.М., Ройфберг З.М. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 159—163.

Излагается метод графического представления результатов экспериментального исследования двигателя в виде зависимостей безразмерных критериев, представляющих безразмерные комбинации определяющих параметров двигателя: крутящего момента, угловой скорости, расхода топлива, и т.д. — Ил. 3. Библ. 2.

УДК 621.436.01.013.9

Результаты оптимизации фаз впуска и параметров впускно-

го тракта четырехцилиндрового тракторного двигателя. Ро-
жанский В.А., Роткович В.А., Дробышевский Ч.Б.
"Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 163--168,

Приведены результаты экспериментального подбора фаз
впуска и параметров впускного тракта четырехцилиндрового
тракторного дизеля.

Предложено уточненное значение фаз впуска для двигателя
Д-240 Минского моторного завода. Проведен подбор длины и
объема впускного трубопровода. Даны формула для расчета
оптимальной длины впускного трубопровода и методика расчета
средней длины впускных трубопроводов для четырехцилиндровых
тракторных дизелей, позволяющая значительно сократить до-
водочно-исследовательские работы. — Ил. 5. Библ. 2.

УДК 621.436.12

Некоторые результаты исследования работы дизеля А-41
при высокотемпературном охлаждении. Латокурский А. Г.
"Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 168--172.

Приведены результаты исследования дизеля А-41 при тем-
пературе охлаждающей воды от 70 до 120°С. Выявлено влияние
повышения температуры воды на наполнение двигателя, макси-
мальное давление цикла, среднюю скорость нарастания давлени-
я, составляющие теплового баланса и удельный эффективный
расход топлива. — Ил. 3.

УДК 621.436.12

Исследование влияния теплового режима тракторного дизеля
на его эффективные и эксплуатационные показатели. Глуша-
ков В.С. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 172--176.

Приведены результаты экспериментальных исследований по
определению влияния теплового режима форсированного трак-
торного дизеля Д-240 на его эффективные показатели, напря-
женность гильз цилиндров и износ сопряжений "гильза—порш-
невое кольцо" на маслах М10Г и ДС-11. По результатам ис-
следований определен оптимальный температурный режим дан-
ного дизеля. — Ил. 4. Библ. 2.

УДК 621.436.12

Тепловое состояние деталей цилиндро-поршневой группы

тракторного дизеля А-41 при высокотемпературном охлаждении. Латокурский А.Г. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 176—181.

Изложены результаты измерения температуры поршня, головки блока, гильзы цилиндра и вкладыша коренного подшипника при температуре воды на выходе из двигателя от 70° до 120° . Сделан вывод, что тепловое состояние деталей двигателя А-41 не может препятствовать повышению температуры охлаждающей воды до $115\text{--}120^{\circ}\text{C}$. — Ил. 3. Библ. 1.

УДК 621.43.052.621.43 - 222-97

Влияние способа подвода охлаждающей жидкости на тепловое состояние гильз цилиндров тракторного дизеля. Глушаков В.С., Сарапин А.Н., Крагель Л.Н. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 181—188.

Освещаются результаты экспериментального исследования по поиску наиболее рационального способа жидкостного охлаждения гильз цилиндров дизеля, при котором достигалась бы наибольшая равномерность температуры гильз и исключалось бы их местное переохлаждение. Проведены сравнительные испытания систем с принудительным и термосифонным охлаждением гильз. В результате исследований выявлены преимущества термосифонного охлаждения гильз цилиндров, дающие значительное уменьшение неравномерности распределения температурного поля гильз, а также улучшение мощностных и экономических показателей. — Ил. 4. Библ. 1.

УДК 621.432.3:662.612.1

Эффективность применения некоторых средств облегчения пуска тракторного дизеля. Волчок Л.Я., Цаюн Н.П., Прокашко П.В. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 188—194.

Излагаются мероприятия по облегчению низкотемпературного пуска тракторного дизеля Д-50, произведена качественная оценка эффективности различных применяемых средств облегчения запуска при отрицательных температурах окружающей среды на основании полученных при испытаниях пусковых характеристик.

В работе рассмотрены некоторые особенности механизма появления первых вспышек топлива при низкотемпературном запуске дизеля. — Ил. 3. Библ. 4.

УДК 621.436.038

Исследование процесса впрыска топлива в тракторном дизеле при пуске. Волчок Л.Я., Якубенко Г.Я. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 194—198.

Приведены результаты экспериментального исследования работы топливной аппаратуры тракторного дизеля на режиме пуска.

Исследование выполнено на безмоторной установке и позволило выявить основные особенности работы топливной аппаратуры, приводящие к затрудненному запуску дизеля. — Ил. 3. Библ. 5.

УДК 621.436.04

Исследование качества распыливания топлива в тракторном дизеле при пуске. Волчок Л.Я., Якубенко Г.Я. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 198—204.

Приведены некоторые результаты экспериментального исследования мелкости и однородности распыливания топлива в тракторном дизеле при пуске. Исследование выполнено на безмоторной установке с применением метода улавливания капель на закопченную пластину при впрыскивании в атмосферу. Описан способ получения слоя копоти на пластинке, разработанный авторами.

Исследование подтвердило предположение о грубом распыливании топлива при пуске. — Табл. 1, Ил. 4, Библ. 4.

УДК 621.436.03

Тепловой режим топлива в системе питания тракторного дизеля во время его работы. Хатянович В.И. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 204—207.

Излагаются результаты исследования влияния температуры окружающего воздуха и охлаждающей воды, нагрузки и ряда других факторов на температуру топлива в системе питания дизеля Д-50. — Ил. 4. Библ. 4.

УДК 621.43.038.8

О влиянии запорной части иглы распылителя на работоспо-

способность форсунки. Гамза Л.М., Маслова Р.И., Ройфберг З.М. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 208—209.

Исследуется влияние посадочного диаметра корпуса иглы распылителя на работоспособность форсунок. Приведены результаты сравнительных эксплуатационных испытаний форсунок с серийными и опытными распылителями. — Библ. 2.

УДК 621.436.-71-555.6

Автоматические устройства стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания. Бренч М.П., Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 210—213.

Приведены схемы и описание системы автоматического регулирования теплового режима двигателя и прибора для измерения расхода топлива и воздуха. — Ил. 2.

УДК 621.43.068.4

Исследование влияния регулировки системы холостого хода карбюратора на содержание окиси углерода в выхлопных газах двигателя ГАЗ-24. Железко Б.Е., Пармон Р.Я. "Автотракторостроение", 1975, вып. 7, с. 214—215.

Приведены результаты экспериментального исследования влияния регулировки системы холостого хода карбюратора на содержание окиси углерода в выхлопных газах двигателя ГАЗ-24, устанавливаемого на автомобилях "Волга". Даны графики зависимостей содержания окиси углерода в выхлопных газах при различных числах оборотов двигателя и при различных положениях винта качества смеси системы холостого хода карбюратора. — Ил. 2.