

# **АВТОТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ**

**Теория  
и конструирование  
мобильных  
машин**

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

Белорусский ордена Трудового Красного Знамени  
политехнический институт

# АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК

В ы п у с к 17

**ТЕОРИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Минск, "Вышэйшая школа", 1982

УДК 629.113.002 + 629.114.2.002

А 22

Главный редактор

Н.Ф. Метлюк, доктор технических наук, профессор

Редакционный совет:

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

Ответственный за выпуск С.Г. Луговцева

Сборник содержит статьи, отражающие новейшие достижения в области проектирования, исследования и доводки автомобилей, тракторов, двигателей и их агрегатов. Рассматриваются методы оптимизации их конструктивных параметров, вопросы устойчивости и комфортабельности движения, надежности работы.

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

М.М.Белоус, инж., А.И.Гришкевич, д-р техн.наук,  
Д.В.Степанов, инж.  
(БПИ)

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ АНАЛИТИЧЕСКОЙ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ КОСВЕННЫМ МЕТОДОМ

Для правильного выбора моментов переключения передач в системах автоматического управления трансмиссиями необходимо иметь информацию о мощностном состоянии двигателя транспортного средства. В большинстве известных систем автоматического управления трансмиссиями с дизельными двигателями используется с этой целью информация о положении рейки топливного насоса и частоте вращения коленчатого вала двигателя, так как для дизельного двигателя [1]

$$M_{\text{дв}} = f(h, n),$$

где  $M_{\text{дв}}$  – крутящий момент двигателя;  $h$  – положение рейки топливного насоса;  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Данная зависимость находилась экспериментально. Она определялась в виде регрессионного уравнения [2]

$$M_{\text{дв}} = A + Bh + Cn + Dn^2 + Ehn,$$

где  $A, B, C, D, E$  – постоянные коэффициенты.

Объектом испытания являлся дизельный двигатель ЯМЗ-238. Исследование проводилось на автоматизированном стенде [3], который обеспечивал работу двигателя в условиях, близких к условиям его работы на автомобиле. Во время испытаний управляющая цифровая вычислительная машина (УЦВМ) регистрировала положение рейки топливного насоса, частоту вращения коленчатого вала двигателя и развиваемый им крутящий момент.

Положение рейки топливного насоса двигателя определялось с помощью потенциометрического датчика цифровым вольтметром, а частота вращения коленчатого вала двигателя замерялась с использованием индукционного датчика цифровым частотомером. Величина крутящего момента, развиваемого двигателем, находилась с помощью тензOMETрических датчиков путем замера их показаний цифровым вольтметром на выходном валу коробки передач. Замеренные значения поступали с цифровых приборов через блок согласования в УЦВМ.

Во время исследования УЦВМ обеспечивала преобразование и накопление необходимой информации, а также изменение величины суммарного дорожного сопротивления в соответствии с заложенной программой. Алгоритм ее работы представлен на рис. 1.



Рис. 1. Алгоритм работы управляющей цифровой вычислительной машины стенда.

После запуска УЦВМ последовательно вводила и запоминала значения частоты вращения коленчатого вала, крутящего момента двигателя и положения рейки. Частота опроса датчиков при  $h = h_{\max}$  составляла 5 циклов в секунду, а при  $h < h_{\max} - 20$  циклов в секунду. Далее УЦВМ производила управление тормозной установкой стенда в соответствии с заданной программой имитации дорожных условий [4].

Дорога в данном случае задавалась в виде подъема с примыкающими к нему горизонтальными участками. На стенде такая дорога воспроизводилась изменением тормозного момента  $M_T$  в соответствии с графиком, представленным на рис. 2.

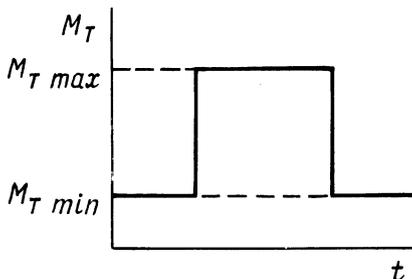


Рис. 2. График изменения тормозного момента на стенде.

Величина  $M_{T \min}$  соответствует величине момента сопротивления дороги с асфальтобетонным покрытием на горизонтальном участке, а  $M_{T \max}$  — величине сопротивления этой же дороги на подъеме и принималась на 10% выше максимального момента на выходном валу коробки передач на выбранной передаче. Превышение момента необходимо для того, чтобы обеспечить работу двигателя на внешней скоростной характеристике.

Величина момента сопротивления воздуха учитывалась по методике, изложенной в работе [4].

Испытания проходили следующим образом. Оператор запускал УЦВМ, а затем в командном режиме работы трансмиссии включал выбранную передачу и производил разгон маховика стенда при заданном положении рычага регулятора топливного насоса до максимальных оборотов двигателя. УЦВМ при этом задавала и поддерживала на выходном валу коробки передач тормозной момент, равный  $M_{T \min}$ . Режим нагружения стенда переводился с  $M_{T \min}$  на  $M_{T \max}$  вычислительной машиной по команде оператора, а изменение режима нагружения стенда с  $M_{T \max}$  на  $M_{T \min}$  осуществлялось вычислительной машиной автоматически при условии падения частоты вращения коленчатого вала двигателя до заданной величины. Эксперименты были проведены также и для других положений рычага регулятора топливного насоса двигателя.

Обработка полученных данных производилась на той же УЦВМ с помощью стандартных программ. В результате обработки было получено регрессионное уравнение

$$M_{\text{дв}} = -1492,93 + 146,94 \cdot h + 52,18 \cdot n - 0,73 \cdot n^2 - 1,44 \cdot h \cdot n,$$

где  $M_{дв}$  — крутящий момент двигателя, Н·м;  $n$  — частота вращения коленчатого вала двигателя,  $c^{-1}$ ;  $h$  — перемещение рейки от положения нулевой подачи, мм.

Максимальная среднеквадратичная погрешность полученного уравнения составляет 7,78 Н·м.

Данное уравнение необходимо для исследований в области создания и испытания систем автоматического управления трансмиссиями, так как оно справедливо во всей зоне работы двигателя в условиях, близких к реальным.

### Литература

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. — М., 1979. — 615 с. 2. Ксенович И.П., Тарасик В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М., 1979. — 280 с. 3. Степанов Д.В., Руктешель О.С., Карпов А.В. Стенд для испытания системы автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией большегрузных автомобилей с дизельным двигателем. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами, 1980, вып. 14, с. 33–37. 4. Гришкевич А.И., Руктешель О.С., Степанов Д.В. Имитация дорожных условий на стенде для испытания систем автоматического управления механической трансмиссией автомобиля. — В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами, 1981, вып. 16, с. 21–26.

УДК 629.11.012.5.002.612

Н.Н. Веремеев, инж., А.И.Гришкевич, д-р техн.наук,  
Д.М.Ломако, канд.техн.наук  
(БПИ)

### ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТЬЮ

В большинстве случаев при исследовании колебаний автомобилей колесо моделируется в виде массы на пружине, нижний конец которой имеет точечный контакт и копирует профиль неровности. Вертикальная сила, действующая на колесо в этом случае, определяется как произведение коэффициента нормальной жесткости шины на высоту неровности под осью колеса. В действительности при качении колеса по неровной дороге вследствие эластичности пневматической шины происходит сглаживание неровностей и реальное воздействие на колесо для неровностей, соизмеримых с длиной пятна контакта, значительно отличается от определенного при точечном контакте [1]. Исследования последних лет показали, что и при статическом обжатии некачущейся пневматической шины на неровную опорную поверхность ее упругие характеристики значительно отличаются от полученных на плоской опорной поверхности [1, 2]. Эти результаты свидетельствуют о том, что упругие характеристики пневматической шины зависят от профиля опорной поверхности и определяются деформациями всех элементов шины, находящихся в зоне пятна контакта.

Имеется ряд работ, посвященных исследованию сглаживающей способности шины при допущении, что длина пятна контакта с опорной поверхностью постоянна [3, 4]. В работе [5] рассмотрен случай взаимодействия эластичных колес с неровной дорогой по линии контакта, длина которой изменяется во времени. Но во всех этих работах исследуется только кинематика процесса взаимодействия пневматической шины с неровностью (т.е. траектория оси колеса) и не дается оценка силового взаимодействия автомобильного колеса с неровностью. Поэтому задача данного исследования — разработка методики расчета кинематических и силовых параметров взаимодействия автомобильного колеса с единичной неровностью.

С геометрической точки зрения пневматическая шина представляет собой замкнутую симметричную оболочку двойной кривизны с переменной толщиной стенок в поперечном радиальном сечении, нагруженную равномерным внутренним давлением воздуха. В большинстве случаев эта оболочка имеет форму тора, стенки которого обладают анизотропными свойствами. При нагружении пневматической шины вертикальной силой происходит ее объемная деформация, которая равна разности между объемами недеформированного и сдеформированного тора. Так как решающее значение в плавности хода автомобиля имеют колебания в продольной плоскости, микропрофиль дороги рассматривают как одномерную функцию  $q(x)$ , не учитывая случайное изменение ординат в поперечной плоскости дороги. Вследствие этого целесообразно для упрощения расчетов перейти к рассмотрению деформации пневматической шины в продольной плоскости. Модель шины в этом случае можно схематично представить в виде бесконечного множества одногибных элементарных радиально расположенных пружин (рис. 1). Приложенная к колесу нагрузка воспринимается определенным количеством пружин, находящихся в зоне пятна контакта, и пропорциональна площади деформации шины  $S_{\text{деф}}$ , которая представляет собой площадь упругодеформированной части шины (рис. 1). При обжатии пневматической шины на плоской опорной поверхности вертикальный прогиб под осью колеса однозначно связан с деформацией шины в любой точке пятна контакта и, следовательно, однозначно определяет площадь деформации:

$$x_K = \sqrt{2R_{\text{ш}}\delta_0 - \delta_0^2}; \theta = 2 \arcsin(x_K/R_{\text{ш}});$$

$$S_{\text{деф}} = R_{\text{ш}}^2(\theta - \sin\theta)/2,$$

где  $R_{\text{ш}}$  — свободный радиус шины;  $\delta_0$  — вертикальный прогиб шины на плоской опорной поверхности при заданной нагрузке  $Q_0$ ;  $\theta$  — угол пятна контакта шины.

Следовательно, статическую упругую характеристику шины  $Q = f(\delta)$  — на плоской опорной поверхности можно представить в виде  $Q = f(S_{\text{деф}})$  и тогда по заданной площади деформации шины  $S_{\text{деф}}$  можно определить вертикальную силу, действующую на колесо на плоской опорной поверхности.

Рассмотрим взаимодействие пневматической шины с единичной косинусоидальной неровностью

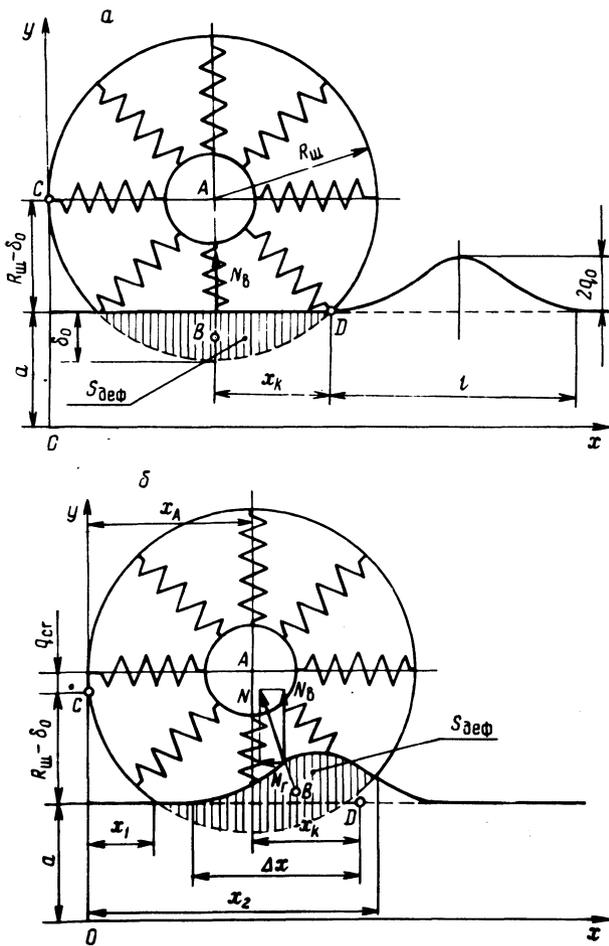


Рис. 1. Расчетная схема обкатывания колесом единичной неровности:  
 а – начальное положение; б – неровность смещена на  $\Delta x$ .

$$q = q_0 [1 - \cos(2\pi x/l)],$$

где  $l$ ,  $2q_0$  – соответственно длина и высота неровности.

При исследовании взаимодействия шины с единичной неровностью приняты следующие основные допущения: 1 – скорость качения колеса постоянна; 2 – поверхность дороги недеформируема; 3 – статическая упругая характеристика шины на плоской опорной поверхности в виде  $Q = f(S_{\text{деф}})$  известна и справедлива на любой опорной поверхности.

Из всех возможных случаев взаимодействия шины с неровностью в данной работе рассматриваются два режима. Первый – к колесу приложена постоянная статическая нагрузка  $Q_0$ , и оно медленно обкатывается по неровности, при этом фиксируется траектория оси колеса  $q_{сг}$ . Второй – колесо закрепляется неподвижно, неровность протягивается под ним и фиксируется вертикальная сила на оси колеса при протягивании неровности  $N_B$ . Рассмотрим первый режим взаимодействия (рис. 1). Для имитации движения колесо закрепляем неподвижно в горизонтальной плоскости, а неровность перемещаем под ним. Вертикальное перемещение оси колеса, обусловленное взаимодействием с неровностью, и определяет траекторию оси колеса  $q_{сг}$ . При этом вертикальное перемещение оси колеса определяется в каждой точке равенством вертикальной составляющей реакции опорной поверхности  $N_B$  и приложенной к колесу статической нагрузкой  $Q_0$ . Для нахождения ординаты центра оси колеса для любой точки, определяемой величиной сдвига неровности  $\Delta x$ , поступаем следующим образом. Предположим произвольно, что  $q_{сг} = 0$ . Тогда величина площади деформации шины

$$S_{\text{деф}} = \int_{x_1}^{x_2} [q(x) - y_{\text{ш}}(x)] dx,$$

где

$$y_{\text{ш}} = a + R_{\text{ш}} - \delta_0 + q_{сг} - \sqrt{R_{\text{ш}}^2 - (x - R_{\text{ш}})^2};$$

$$q = \begin{cases} a + q_0(1 - \cos Z), & 0 \leq Z \leq 2\pi; \\ a, & Z < 0, Z > 2\pi; \end{cases}$$

$$Z = 2\pi(x + \Delta x - x_k - R_{\text{ш}})/l;$$

$\delta_0$  – статический прогиб шины на плоской опорной поверхности при нагрузке  $Q_0$ .

По вычисленной величине  $S_{\text{деф}}$  определяем полную реакцию  $N$ , действующую на шину со стороны опорной поверхности, из характеристики  $Q = f(S_{\text{деф}})$ . Вектор силы  $N$  прокладываем через центр оси колеса  $A(x_A, y_A)$  и центр тяжести фигуры упругодеформированной части шины  $B(x_B, y_B)$ , где

$$x_B = \frac{1}{S_{\text{деф}}} \int_{x_1}^{x_2} x [q(x) - y_{\text{ш}}(x)] dx;$$

$$y_B = \frac{1}{2S_{\text{деф}}} \int_{x_1}^{x_2} [q^2(x) - y_{\text{ш}}^2(x)] dx.$$

Вертикальная составляющая полной реакции определяется по формуле

$$N_B = N \cos \alpha,$$

где

$$\alpha = \arctg [(x_B - x_A)/(y_A - y_B)].$$

Если  $N_B < Q_0 - \Delta Q_0$  или  $N_B > Q_0 + \Delta Q_0$ , где  $\Delta Q_0$  — заданная точность, то меняя величину  $q_{ст}$ , повторяем расчеты до соблюдения условия

$$Q_0 - \Delta Q_0 \leq N_B \leq Q_0 + \Delta Q_0.$$

Для второго режима взаимодействия шины с неровностью расчеты оканчиваются определением силы  $N_B$ , которая и равна вертикальной силе на оси колеса.

По предложенной методике разработан алгоритм и программа расчета на ЭЦВМ параметров взаимодействия пневматической шины с единичной косинусоидальной неровностью. Программа предусматривает расчет траектории оси колеса при медленном обкатывании единичной неровности, а также расчет вертикальной силы, действующей на ось зафиксированного в пространстве колеса при протягивании под ним единичной неровности. Расчеты проводились для шины 12.00-18 К-12А, данные для которой и экспериментальные результаты по взаимодействию автомобильного колеса с единичными неровностями взяты из работы П.И. Митянина [1]. На рис. 2 и 3 сравниваются экспериментальные данные с результатами расчетов по методике, описанной в работе [5], и по методике, предложенной в настоящей работе. Если совпа-

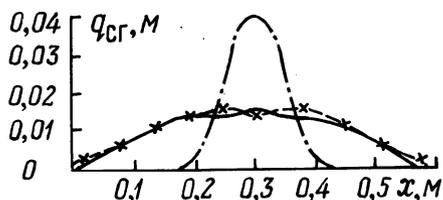


Рис. 2. Траектория оси колеса при переезде косинусоидальной неровности  $q =$

$= 0,02(1 - \cos \frac{\pi}{0,12} x)$  м. Статическая

нагрузка  $Q_0 = 15$  кН, радиус шины,  $R_{ш} = 0,53$  м. — · — — точечный контакт; — — — эксперимент [1];

----- расчет по методике [5];  
-x-x- расчет по предложенной методике.

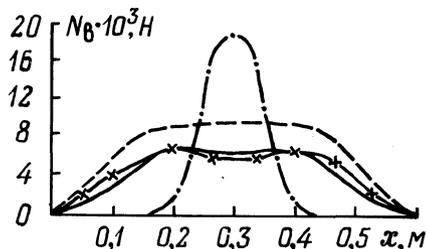


Рис. 3. Изменение вертикальной силы на оси неподвижного колеса при протягивании под ним единичной неровности (данные и обозначения те же, что и на рис. 2).

дение траектории оси колеса при переезде неровности для обеих методик хорошее, то с точки зрения силового взаимодействия пневматической шины с неровностью разработанная в данной работе методика значительно лучше отражает реальные процессы в шине.

Предложенная методика позволяет рассчитать кинематические и силовые параметры взаимодействия эластичного автомобильного колеса с единичной неровностью.

## Литература

1. М и т я н и н П.И. Исследование поглощающей и сглаживающей способностей шины при колебаниях грузовых автомобилей: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — М., 1975. — 26 с. 2. К н я з ь к о в В.Н. Исследование жесткостных и кинематических пара-

метров автомобильной шины: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — М., 1979. — 19 с. 3. Дмитриев А.А., Шупляков В.С., Яценко Н.Н. Особенности взаимодействия пневматической шины с микропрофилем дороги. — Автомобильная промышленность, 1973, № 5, с. 27–29. 4. Васильев В.С., Жигарев В.П., Хачатуров А.А. Расчет параметров колебаний бесподвесочной машины при случайных возмущениях от дороги. — В кн.: Устойчивость управляемого движения автомобиля: Труды МАДИ. М., 1971, вып. 41, с. 88–97. 5. Степанов Ю.В., Соловьев В.С., Фролов К.В. Оценка нивелирующей способности эластичных колес. — Автомобильная промышленность, 1975, № 9, с. 18–21.

УДК 629.113

**М.П.Дубровский**, ст.преп.,  
**Л.А.Молибошко**, канд.техн.наук  
(БПИ)

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ НА ЕЕ НАГРУЖЕННОСТЬ**

Расчет эксплуатационной долговечности деталей автомобильной трансмиссии предполагает знание нагрузочного режима, который зависит, во-первых, от внешних источников возмущения и, во-вторых, от параметров автомобиля и его трансмиссии как колебательной системы. Экспериментальное определение нагрузочного режима связано с проведением длительных дорожных испытаний. В связи с этим перспективными являются расчетные методы определения нагрузочного режима, основанные на моделировании реального процесса нагружения трансмиссии как элемента динамической системы "автомобиль—водитель—дорога" [1].

На стадии проектирования трансмиссии важно выбрать ее параметры такими, чтобы обеспечить формирование наиболее благоприятного нагрузочного режима.

Практика экспериментального определения длительно действующих нагрузок в трансмиссии автомобиля показывает, что процесс нагружения можно характеризовать двумя составляющими. Первая зависит от величины преодолеваемого дорожного сопротивления, скорости движения, загрузки автомобиля, а вторая обусловлена воздействием микропрофиля дороги и колебательными свойствами трансмиссии. Снизить нагруженность можно практически только за счет оптимального выбора параметров колебательной системы. Несмотря на обилие экспериментальных данных по определению нагруженности трансмиссии (например [2, 3]), в литературе практически отсутствуют сведения о степени влияния ее параметров на формирование спектра длительно действующих нагрузок.

Для выяснения степени влияния параметров системы на нагруженность деталей трансмиссии проведены экспериментальные исследования автомобиля полной массой 15920 кг (по данным взвешивания в ходе испытаний) с различными значениями жесткостей полуосей и шин.

В качестве показателей нагруженности приняты средний момент на полуоси и его дисперсия.

Испытательные участки дорог выбраны типичными для данного вида покрытия, т.е. отсутствовали как участки с сильно изношенным, так и с новым покрытием. Для оценки воздействия микропрофиля на колебания момента в трансмиссии проведены предварительные испытательные пробеги на дорогах с асфальтовым, булыжным и гравийным покрытием, а также по грунтовой дороге. Контрольные записи производились при постоянной скорости движения на различных передачах. Анализ осциллограмм показал, что колебания в трансмиссии наиболее отчетливо выражены при движении по грунтовой дороге, которая и была выбрана в качестве основной при проведении испытаний.

Испытания проводились на выбранном участке дороги с постоянной скоростью 5,5 м/с на различных передачах (IВ, IVВ, IVВ, IVВ, IVВ). Краткая характеристика этапов испытаний дана в табл. 1.

Анализ осциллограмм подтвердил допустимость представления момента в трансмиссии в виде двух составляющих: низкочастотной, вызванной изменением макропрофиля дороги, и среднечастотной, наложенной на низкочастотную составляющую. Учитывая сказанное, при обработке опытных данных для определения влияния колебательных свойств трансмиссии в качестве нулевой линии была взята низкочастотная составляющая момента.

В соответствии с этим выбранный участок дороги был разбит на ряд отрезков равной длины. Для каждого из них находились математическое ожидание и дисперсия крутящего момента. Значения этих величин для всего участка находились как среднее для всех отрезков.

Результаты обработки показали, что для всех этапов среднее значение момента на полуоси было стабильным и составляло 1350—1450 Н·м.

Средняя величина дисперсии момента для одного и того же этапа испытаний в значительной степени зависит от номера передачи, и это отличие достигало 200% (рис. 1). Такое отличие может быть объяснено только тем, что с изменением передаточного числа изменяются параметры динамической системы, которые в свою очередь определяют колебательные свойства трансмиссии.

Т а б л и ц а 1. Изменение параметров колебательной системы в ходе испытаний.

Номер этапа	Изменение жесткости полуоси $C_{II} / C_{II \text{ ном}}$	Давление в шинах, МПа
1	1,0	0,735
2	1,0	0,49
3	0,8	0,735
4	0,8	0,49
5	0,5	0,735
6	0,5	0,49

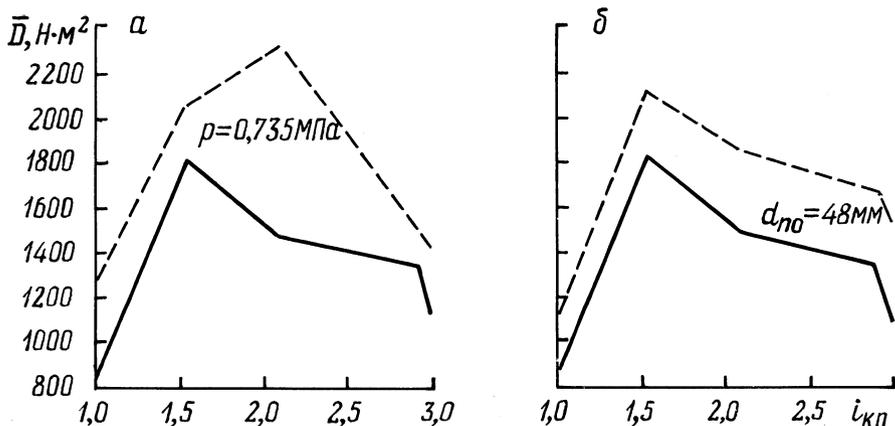


Рис. 1. Влияние параметров системы на дисперсию нагрузки на полуоси:  
 а – податливости полуосей: —  $d_{po} = 41 \text{ мм}$ , - - -  $d_{po} = 48 \text{ мм}$ ; б – давления в шинах:  
 —  $p_{ш} = 0,735 \text{ МПа}$ , - - -  $p_{ш} = 0,49 \text{ МПа}$ .

Испытания показали, что для данного автомобиля увеличение податливости шин (т.е. уменьшение давления в шинах) приводит к увеличению дисперсии момента на всех передачах. Увеличение податливости полуосей, наоборот, способствует снижению дисперсии момента на передачах.

Таким образом, результаты экспериментального исследования подтверждают теоретические предпосылки о заметном влиянии параметров трансмиссии на формирование нагрузочного режима. Это необходимо учитывать при проектировании автомобиля, т.е. при выборе схемы и передаточных чисел трансмиссии, подборе типа шин и т.д.

### Литература

1. Бусел Б.У., Гришкевич А.И., Чечик В.И. Методика расчета нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 13–22.
2. Армадеров Р.Г., Семенов В.М. Характерные режимы нагружения трансмиссии автомобиля в условиях бездорожья. — Труды НАМИ, 1962, вып. 46, с. 178.
3. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. — М., 1974, с. 327.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАНОСА МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ЦИСТЕРНЫ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОВОРАЧИВАЮЩЕГО МОМЕНТА

При движении автомобильной цистерны с заносом в ее емкости происходит перемещение жидкости, влияющее на устойчивость автомобиля.

Экспериментальные исследования в лабораторных условиях показали, что при вращении модели цистерны с реальной жидкостью вокруг вертикальной оси создаются большие ускорения и угловая скорость по сравнению с моделью, загруженной "фиксированным" грузом. Так как от величины угловой скорости и ускорения при заносе автомобиля зависит эффективность действий водителя по прекращению заноса и предотвращению дорожно-транспортного происшествия, то исследование устойчивости автоцистерны в процессе заноса весьма актуально.

Для выяснения картины влияния жидкости на поворот автоцистерны при заносе рассмотрим следующую модель (рис. 1).

Вокруг вертикальной оси вращается диск. На диске симметрично расположены два грузика массой  $m_T$ , соединенные с осью пружинами, жесткость которых равна  $c$ . Диск имитирует вращение шасси автомобиля с цистерной, грузики – жидкий груз, а растяжение пружины имитирует подъем центра тяжести жидкости при вращении цистерны.

Грузики считаются точечными массами, а массой пружин пренебрегаем. Когда центр тяжести грузика находится в точке  $O_1$  на расстоянии от оси вращения  $x_0$ , то пружина недеформирована. Между поверхностью диска и грузиками имеется жидкостное трение.

При повороте диска в опорах создается момент трения  $M_{тр}$ . Под действием поворачивающего момента  $M$  диск с грузиками начинает ускоренно вращаться и повернется на угол  $\theta$ . Так как между диском и грузиками имеется жидкостное трение, то грузики повернутся на угол  $\varphi$  и одновременно под действием центробежной силы в радиальном направлении пружина будет растянута на расстояние  $x$ , а центр тяжести грузиков будет находиться в точке  $O_2$ . При решении задачи делаем допущение, что величина поворачивающего момента  $M$  при ускоренном вращении диска постоянна.

Рассматриваемая система имеет три степени свободы и для определения положения материальных точек необходимо задать три независимых параметра. Эти параметры должны определить: а) положение диска при повороте относительно вертикальной оси на угол  $\theta$ ; б) положение грузика на диске при повороте на угол  $\varphi$ ; в) положение грузика на диске при перемещении его по радиусу на расстояние  $x$ .

Возьмем углы поворота  $\theta$  и  $\varphi$  за обобщенные координаты. Направим ось  $x$  в горизонтальной плоскости по радиусу диска и введем обобщенную координату  $x$ . Определим величину силы жидкостного трения в направлении

обобщенных координат  $\varphi$  и  $x$ . Силу жидкостного трения в радиальном направлении  $x$  можно определить по закону Ньютона и выразить в следующем виде:

$$F_{\text{ТР},x} = \frac{2}{3} \frac{\mu \dot{x} S_1}{h}, \quad S_1 = b l_{\text{ц}}, \quad (1)$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость;  $S_1$  — площадь вязкостного трения;  $b, l_{\text{ц}}$  — соответственно ширина и длина грузиков (цистерны);  $h$  — глубина заполнения цистерны.

В этой формуле принимается, что скорость перемещения потоков жидкости по глубине от поверхности до дна цистерны изменяется по параболическому закону. Для упрощения расчетов обозначим

$$\frac{2}{3} \frac{\mu S_1}{h} = k_1.$$

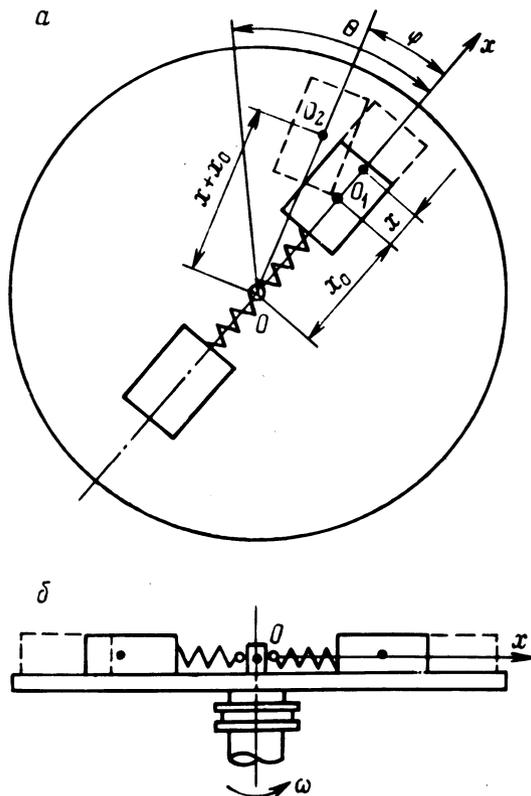


Рис. 1. Модель автомобильной цистерны при вращении вокруг вертикальной оси:  
а — вид сверху; б — вид сбоку.

Сила жидкостного трения в направлении координаты  $\varphi$  будет

$$F_{\text{ТР}\varphi} = \frac{\frac{2}{3} \mu S_2 (x_0 + x) (\dot{\theta} - \dot{\varphi})}{h} \quad (2)$$

$$\text{Обозначим } \frac{\frac{2}{3} \mu S_2}{h} = k_2.$$

Для составления дифференциальных уравнений движения системы применим уравнения Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (3)$$

где  $T$ ,  $\Pi$  – соответственно кинетическая и потенциальная энергии системы;  $\Phi$  – функция рассеивания;  $Q_i$  – обобщенная сила, действующая вдоль обобщенных координат.

Полная кинетическая энергия системы

$$T = \frac{I_g \dot{\theta}^2}{2} + \frac{I_\varphi \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_\Gamma \dot{x}^2}{2}, \quad (4)$$

где  $I_g$ ,  $I_\varphi$  – соответственно момент инерции диска и грузика относительно оси вращения;  $\dot{\theta}$ ,  $\dot{\varphi}$  – соответственно угловая скорость вращения диска и грузика;  $m_\Gamma$  – масса грузика;  $\dot{x}$  – скорость движения грузика вдоль обобщенной координаты  $x$ .

Потенциальная энергия при деформировании пружины

$$\Pi = \frac{cx^2}{2}. \quad (5)$$

Функция рассеивания определяется из равенства

$$\Phi = \frac{k_1 \dot{x}^2}{2} + \frac{k_2}{2} [(x_0 + x) (\dot{\theta} - \dot{\varphi})]^2. \quad (6)$$

Составим уравнения Лагранжа по обобщенным координатам  $\theta$ ,  $\varphi$  и  $x$ :

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \theta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\theta}} = M - M_{\text{ТР}}; \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}} = 0; \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial \Pi}{\partial x} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}} = 0. \quad (9)$$

Произведем дифференцирование полученных выражений кинетической, потенциальной энергии и функции рассеивания по принятым обобщенным координатам и получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_g \ddot{\theta} + k_2((x_0+x)\dot{\theta} - (x_0+x)\dot{\varphi})(x_0+x) &= M - M_{\Gamma p}; \\ I_{\Gamma} \ddot{\varphi} + m_{\Gamma} \ddot{\varphi} (x_0+x)^2 - k_2[(x_0+x)\dot{\theta} - (x_0+x)\dot{\varphi}](x_0+x) &= 0; \\ m_{\Gamma} \ddot{x} - m_{\Gamma} \dot{\varphi}^2 (x_0+x) + cx + k_1 \dot{x} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Поскольку в рассматриваемой модели пружина имитирует подъем центра тяжести жидкости, в уравнении (10) жесткость  $c$  зависит от величины ускорения движения грузиков в радиальном направлении. Для определения величины этого ускорения применим теорему Кориолиса:

$$\vec{a}_x = \vec{a}_r + \vec{a}_e + \vec{a}_c, \quad (11)$$

где  $\vec{a}_r$ ,  $\vec{a}_e$ ,  $\vec{a}_c$  — соответственно относительное, переносное и кориолисово ускорение.

Проекция относительного ускорения на координату  $x$  равна  $a_r = \ddot{x}$ ; переносное нормальное ускорение определяется по формуле

$$a_{en} = (x_0 + x) \dot{\varphi}^2.$$

Так как направление кориолисова и переносного тангенциального ускорений перпендикулярно радиусу, то проекции их на координату  $x$  равны нулю. Отсюда величина общего ускорения в радиальном направлении

$$a_x = a_r - a_{en} = \ddot{x} - \dot{\varphi}^2 (x_0 + x). \quad (12)$$

В результате движения жидкого груза с ускорением  $a_x$  при вращении цистерны его центр тяжести поднимется в вертикальной плоскости на величину  $z$  с созданием запаса потенциальной энергии

$$\Pi = z m_{\Gamma} g. \quad (13)$$

Смещение центра тяжести жидкости в вертикальной плоскости можно определить по формуле [1]

$$z = \frac{l_{\Gamma}^2 a_x^2}{4 \cdot 24 h \cdot g^2} = \frac{l_{\Gamma}^2 a_x^2}{9238 h}. \quad (14)$$

Исходя из условия равенства потенциальной энергии растянутой пружины и потенциальной энергии поднятой при вращении цистерны жидкости, получаем уравнение

$$\frac{l_{\Gamma}^2 a_x^2 m_{\Gamma} g}{9238 h} = \frac{cx^2}{2}. \quad (15)$$

Сделав подстановку в это уравнение значения  $a_x$  (12), после преобразований определим значение жесткости пружины:

$$c = \frac{I_{\text{ц}} [\ddot{x} - \dot{\varphi}^2 (x_0 + x)]^2 m_{\Gamma}}{471 h x^2} \quad (16)$$

Если принять, что грузики неподвижно закреплены на диске, то по условию равновесия системы имеем

$$(I_g + m_{\Gamma} x_0^2) \frac{d\omega_0}{dt} = M - M_{\text{ТР}} \quad (17)$$

При этом принимаем, что моменты сил, действующих на диск с неподвижными и подвижными грузиками, равны между собой.

Из равенства (17) находим значение угловой скорости  $\dot{\theta}_1$

$$\dot{\theta}_1 = \omega_0 = \int_0^t \frac{(M - M_{\text{ТР}}) dt}{I_g + m_{\Gamma} x_0^2} = \frac{(M - M_{\text{ТР}}) t}{I_g + m_{\Gamma} x_0^2} \quad (18)$$

Из равенства (17) можно определить угловое ускорение:

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{M - M_{\text{ТР}}}{I_g + m_{\Gamma} x_0^2} \quad (19)$$

Из (18) можно определить угол поворота  $\theta_1$ :

$$\theta_1 = \frac{M - M_{\text{ТР}}}{I_g + m_{\Gamma} x_0^2} \int_0^t t dt = \frac{(M - M_{\text{ТР}}) t^2}{2(I_g + m_{\Gamma} x_0^2)} \quad (20)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений второго порядка (10) обозначим  $\dot{x} = \alpha$ ,  $\dot{\varphi} = \beta$ ;  $\theta = \gamma$  и сведем ее к системе первого порядка. Тогда уравнения (10) примут следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\gamma} &= \frac{1}{I_g} [k_2 (x_0 + x)^2 (\beta - \gamma) + (M - M_{\text{ТР}})]; \\ \dot{\beta} &= \frac{k_2 (x_0 + x)^2 (\gamma - \beta)}{I_{\Gamma} + m_{\Gamma} (x_0 + x)^2}; \\ \dot{\alpha} &= \frac{1}{m_{\Gamma}} [m_{\Gamma} \beta^2 (x_0 + x) - k_1 \alpha - c x]; \\ \dot{x} &= \alpha; \quad \dot{\varphi} = \beta; \quad \dot{\theta} = \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Систему уравнений (21) можно решить с помощью одного из существующих численных методов, например методом Рунге–Кутты.

На рис. 2 показаны результаты расчета на ЭВМ "Наири-2" угла поворота диска в зависимости от величины поворачивающего момента и времени его действия. Исходные данные для расчета взяты из технической характеристики поливо-моечной машины ПМ-130 Б с заполнением емкости цистерны водой на 75%.

Из рис. 2 видно, что с увеличением поворачивающего момента и времени его действия угол  $\theta$  поворота диска с жидким грузом увеличивается быстрее, чем с неподвижным грузом. В результате этого разница между указанными величинами для цистерн с жидким и неподвижным грузом также увеличивается. Объясняется это тем, что при вращении диска с подвижным грузом (жидкостью) последний оказывает малое влияние на движение диска, так как из-за малой вязкости жидкости груз почти не участвует во вращении автомобиля.

На рис. 3 показана зависимость угла поворота, угловой скорости и ускорения цистерны от динамической вязкости. Из анализа полученной зависимости видно, что с увеличением вязкости угол поворота, угловая скорость и угловое ускорение вращения цистерны уменьшаются. При значении вязкости жидкости, равном примерно 22 Па·с, перемещение жидкости прекращается и указанные параметры для жидкого и неподвижного груза становятся рав-

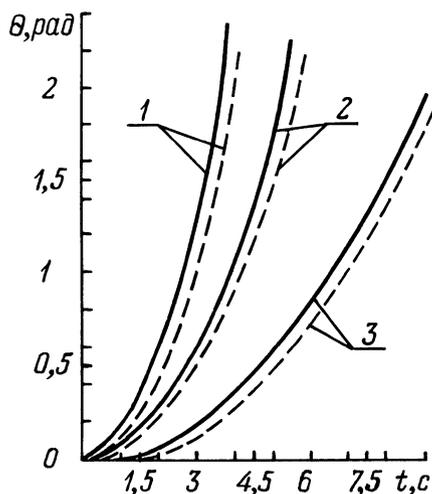


Рис. 2. Зависимость угла поворота модели цистерны от величины поворачивающего момента и времени его действия:

— модель цистерны с жидким грузом; - - - модель цистерны с твердым грузом. 1, 2, 3 — соответственно величина поворачивающего момента, равная 6000, 3000, 1000 Н·м.

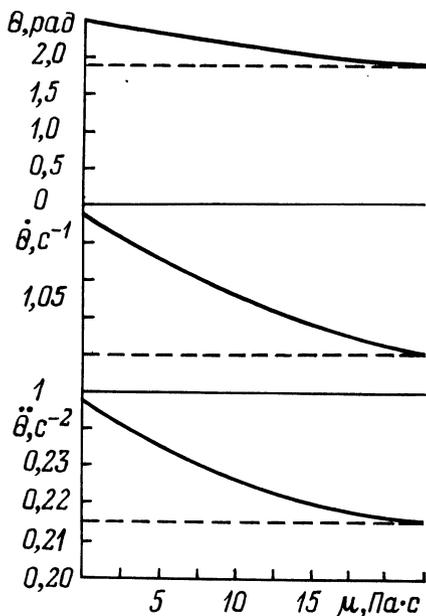


Рис. 3. Зависимость угла поворота, угловой скорости и ускорения модели цистерны от вязкости жидкости:

— модель с жидким грузом; - - - модель с твердым грузом.

ными по величине. Следовательно, при такой вязкости не происходит перемещения слоев жидкости относительно друг друга и она будет вести себя как твердый груз.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. При действии поворачивающего момента автомобильные цистерны по сравнению с грузовыми автомобилями имеют худшую устойчивость при заносе: большее ускорение, угловую скорость и угол поворота относительно вертикальной оси. Это создает условия для большей вероятности потери управления автоцистерны при заносе по сравнению с грузовым автомобилем.

2. Величина поворачивающего момента влияет на устойчивость автомобиля при заносе. С возрастанием поворачивающего момента угол поворота автомобильной цистерны растет быстрее, чем у грузового автомобиля. Это обстоятельство необходимо учитывать при установлении предельно допустимой разницы тормозных сил на колесах автоцистерны.

3. При оценке устойчивости автоцистерны против заноса следует учитывать вязкость жидкого груза. С уменьшением вязкости жидкости угловое ускорение и угловая скорость поворота увеличиваются.

### Литература

1. Кулаковский Б.Л. Определение смещения центра тяжести жидкости в автомобильной цистерне прямоугольной формы. — В сб.: Новая техника и прогрессивная технология на автомобильном транспорте. Минск, 1979, с. 129—138.

УДК 629.113.012

А.М.Сапелкин, инж.; А.Л.Шапошник, инж.  
(БПИ)

### О ВЫБОРЕ ЗНАЧЕНИЙ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ТИПА "КАЧАЮЩАЯСЯ СВЕЧА" С ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИМ УПРУГИМ ЭЛЕМЕНТОМ

Подвеска типа "качающаяся свеча" приобретает все большую популярность среди конструкторов. Это обусловлено наличием ряда присущих ей довольно существенных положительных свойств, в частности, простотой конструкции, относительно малым весом неподрессоренных масс, определенными достоинствами кинематических характеристик работы и др.

Известны исследования [1, 2], в которых рассматривались подвески Mc Pherson легковых автомобилей, причем упругим элементом в них является спиральная пружина. Управляемые колеса при использовании классической схемы подвески поворачиваются вокруг линии, соединяющей центры верхней опоры амортизационной стойки и шарового шарнира нижнего поперечного рычага. При установке же подобного направляющего устройства на грузовые автомобили высокой проходимости, оснащенные широкопрофиль-

ными шинами большого диаметра, целесообразно сохранять в конструкции поворотный шкворень, позволяющий наряду с поддержанием постоянства плеча обкатки колеса отдалить последнее от амортизационной стойки.

На рис. 1, а представлена схема подвески такого типа. В качестве упруго-элемента предполагается гидропневматическая рессора. Учитывая, что углы продольного наклона стойки в большинстве современных конструкций близки к нулю, можно отметить, что использование плоской схемы не влечет за собой появления значительных ошибок принципиального характера, позволяя в то же время упростить математические зависимости.

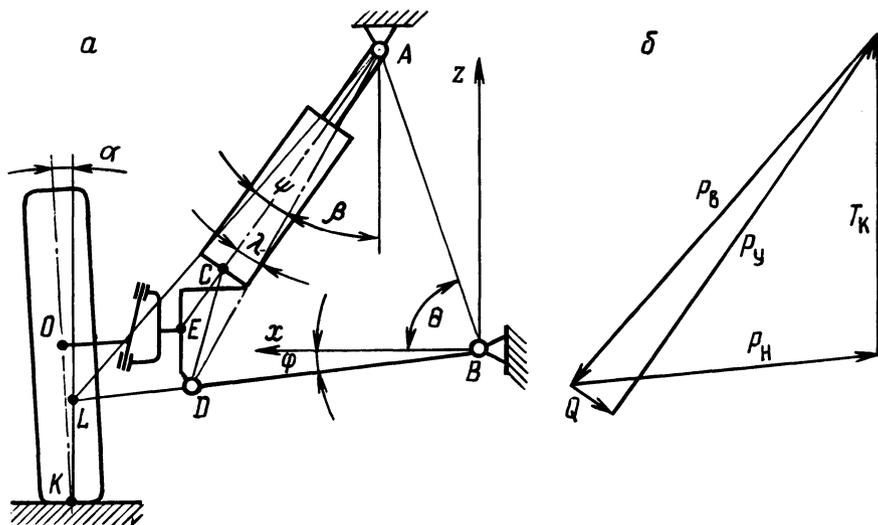


Рис. 1. Схема подвески типа "качающаяся свеча" (а) и особенности ее нагружения (б).

Приняты следующие обозначения:

$$AB = d; \quad BD = R; \quad AD = a; \quad CD = k; \quad CE = c; \quad OE = b; \quad AC = h; \quad OK = r.$$

Рассматривая геометрию подвески, можно записать ряд формул для расчета кинематики.

В частности из  $\triangle ABD$

$$a = \sqrt{d^2 + R^2 - 2dR \cos(\theta - \varphi)}.$$

Очевидно, что

$$\beta = \arcsin \left( \frac{R \cos \varphi - d \cos \theta}{a} \right).$$

Из  $\triangle ACD$  по теореме синусов

$$\lambda = \arcsin \left( \frac{k}{a} \sin \gamma \right).$$

## Изменение угла развала колес

$$\Delta\alpha = \Delta\beta + \Delta\lambda.$$

Длина упругого элемента

$$h = \sqrt{a^2 + k^2 - 2ak \cos(180^\circ - \gamma - \lambda)}.$$

Координаты центра колеса (точки O) могут быть рассчитаны следующим образом:

$$x_O = d \cos \theta + (h + c) \sin(\beta + \lambda) + b \cos \alpha;$$

$$z_O = d \sin \theta - (h + c) \cos(\beta + \lambda) + b \sin \alpha,$$

а координаты точки контакта колеса с опорной поверхностью

$$x_K = x_O + r \sin \alpha;$$

$$z_K = z_O - r \cos \alpha.$$

Из многоугольника сил (рис. 1,б)

$$Q = R_y \operatorname{tg}(\psi - \lambda); \quad (1)$$

$$P_B = \frac{P_y}{\cos(\psi - \lambda)}; \quad (2)$$

$$P_H = P_B \frac{\sin(\psi + \beta)}{\cos \varphi}; \quad (3)$$

$$T_K = P_B \cos(\psi + \beta) + P_H \sin \varphi, \quad (4)$$

где  $T_K$  — вертикальная нагрузка, приходящаяся на подвеску;  $P_H$  — сила, действующая на рычаг подвески;  $P_y$  — усилие, направленное вдоль оси упругого элемента;  $Q$  — поперечная нагрузка на верхнюю опору амортизационной стойки.

Подставляя выражения (1) — (3) в (4), получим зависимость, связывающую силы  $T_K$  и  $P_y$ :

$$T_K = P_y \frac{\cos(\psi + \beta) + \operatorname{tg} \varphi \sin(\psi + \beta)}{\cos(\psi - \lambda)},$$

где  $\psi$  — угол, характеризующий отклонение направления силы от линии AD подвески:

$$\psi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \frac{x_K - d \cos \theta}{d \sin \theta - x_K \operatorname{tg} \varphi} \right) - \beta.$$

Сила  $P_y$  для гидропневматического упругого элемента без противодействия [4]

$$P_y = P_{y0} \left( \frac{l_0}{l_0 + \Delta h} \right)^\alpha.$$

В данном случае  $l_0$  — параметр, характеризующий объем газа в рабочей полости упругого элемента;  $\Delta h = h - h_0$  — деформация упругого элемента;  $\alpha$  — показатель политропы;  $P_{y0}$  — усилие сжатия упругого элемента в статическом положении подвески.

На основании представленных выше зависимостей составлена программа расчета кинематических характеристик подвески и нагруженности ее деталей. Исходные данные к расчету соответствовали автомобилю высокой проходимости, имеющему широкопрофильные шины; нагрузка на подвеску составляла 50–60 кН.

Для оценки влияния отдельных конструктивных особенностей возможных вариантов подвески на ее рабочие показатели угол наклона нижнего рычага в статическом положении  $\varphi_0$  принимался в пределах  $-8,88 - 1,12^\circ$ ; угол  $\beta_0$  задавался равным 6,8 и  $10^\circ$ , а угол  $\lambda_0 - 4,0$  и  $-4^\circ$ .

Наибольший интерес в области кинематических характеристик подвески вызывают изменение угла развала колеса и максимальная величина горизонтального перемещения точки контакта последнего с опорной поверхностью на ходе сжатия, так как именно они являются определяющими факторами интенсивности износа шин.

Как явствует из рис. 2,а уменьшение величины угла наклона нижнего рычага в начальном положении  $\varphi_0$  приводит к некоторому снижению  $\Delta\alpha_{\max}$  (в поле положительных значений). Однако по достижении определенной величины  $\varphi_0$ , различной для каждого  $\beta_0$ , кривые  $\Delta\alpha = f(\Delta z_K)$  пересекают ось аргумента и оканчиваются отрицательными значениями. Таким образом, наиболее удачными сочетаниями с точки зрения минимума изменения угла развала будут:  $\beta_0 = 10^\circ, \varphi_0 = 0,5^\circ$ ;  $\beta_0 = 8^\circ, \varphi_0 = -1,3^\circ$ ;  $\beta_0 = 6^\circ, \varphi_0 = -3^\circ$ .

Наличие отклонения оси упругого элемента от линии AD заметно влияет на величину  $\Delta\alpha_{\max}$  (рис. 2,б), причем уменьшение последней вызывается приданием углу  $\lambda_0$  отрицательных значений, что особенно целесообразно при  $\beta_0 = 10^\circ$ .

Зависимость горизонтальных перемещений точки контакта колеса с опорной поверхностью от углов  $\beta_0$  и  $\varphi_0$  выглядит иначе, чем для  $\Delta\alpha_{\max}$  (рис. 2,в). Лишь при  $\varphi_0 = -8 - 5^\circ$  значения  $\Delta x_{\max}$  являются наименьшими и практически не зависят от  $\beta_0$ . Положительное смещение оси стойки ( $\lambda_0 > 0$ ) дает возможность в определенной мере уменьшить  $\Delta x_{\max}$ .

Из нагрузочных характеристик работы подвески немаловажное значение имеет величина максимальной поперечной нагрузки на верхнюю опору стойки  $Q_{\max}$ , влияющая на долговечность упругого элемента.

В наибольшей степени  $Q_{\max}$  зависит от угла  $\varphi_0$ , снижение которого с  $+1,12^\circ$  до  $-9^\circ$  уменьшает величину  $Q_{\max}$  с 95 кН до 75 кН, т.е. на 16%. Рост угла  $\lambda_0$  и уменьшение  $\beta_0$  также снижают величину  $Q_{\max}$ ; однако их влияние практически не ощутимо. Так, при увеличении  $\lambda_0$  от  $-4^\circ$  до  $+4^\circ$  или уменьшении угла  $\beta_0$  с  $10^\circ$  до  $6^\circ$   $Q_{\max}$  снижается не более чем на 4–5%.

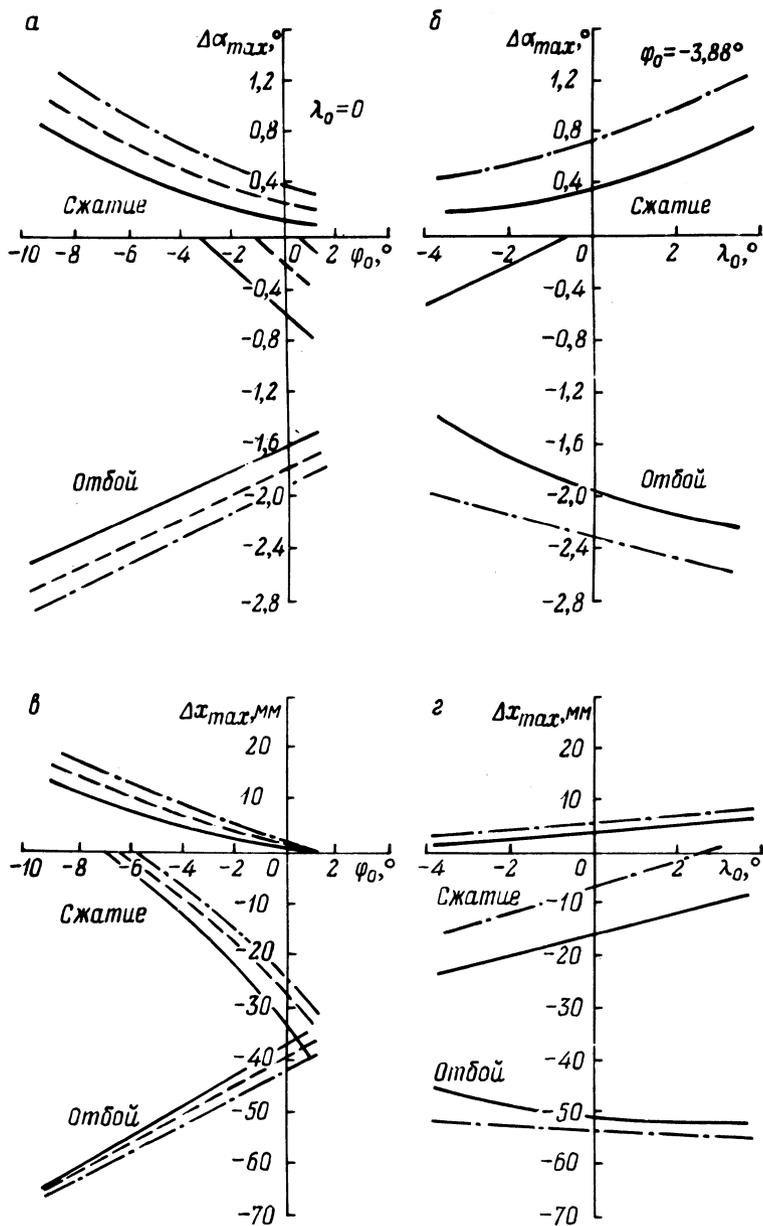


Рис. 2. Влияние значений углов  $\varphi_0$ ,  $\beta_0$  и  $\lambda_0$  на кинематические характеристики подвески:

—  $\beta_0 = 6^\circ$ ; - - -  $\beta_0 = 8^\circ$ ; - · - · -  $\beta_0 = 10^\circ$ .

Подводя итог анализу выявленных зависимостей, можно отметить, что наиболее удачными рабочими характеристиками обладает вариант с начальными параметрами  $\varphi_0 = -3^\circ - 4^\circ$ ,  $\beta_0 = 10^\circ$ ,  $\lambda_0 = 4^\circ$ .

В заключение хотелось бы выразить надежду, что предложенный математический аппарат окажется полезным в исследовательской практике, а полученные результаты — в проектной работе для выбора и обоснования значений параметров подвески рассмотренного типа.

### Литература

1. Златовратский О.Д. Передние подвески типа "качающаяся свеча" на автомобилях класса 1000–2000 см<sup>3</sup>. — М., 1967, с. 54. 2. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. — М., 1972, с. 162. 3. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Пневматические и гидропневматические подвески. — М., 1963, с. 320.

УДК 629.113

Л.И.Офенгейм, канд.техн.наук, П.В.Кислейко, инж.,  
В.И.Поляков, инж., И.В.Каноник, канд.техн.наук, (НАМИ),  
Б.Б.Назаров, инж., В.Г.Оганов, инж. (МеМЗ)

### ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИИ ПЕРЕДНЕПРИВОДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ В РАЗЛИЧНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

В настоящее время отечественная автомобильная промышленность готовится к выпуску переднеприводных легковых автомобилей. В отличие от автомобилей с приводом на заднюю ось такие автомобили не имеют карданного вала. Это существенно изменяет параметры динамической схемы автомобиля и влияет на величину динамических нагрузок и параметры нагрузочного режима трансмиссии. В данной статье приведены результаты экспериментальных исследований нагрузочных режимов трансмиссии переднеприводного легкового микролитражного автомобиля общей массой 1030 кг в различных дорожных условиях.

Испытания автомобиля проводились на асфальтированном шоссе равнинной, холмистой и горной местностей, на бульжном шоссе, на профилированной и непрофилированной грунтовых дорогах, а также в условиях городского движения. В ходе испытаний регистрировались следующие процессы: крутящий момент на полуоси ведущего моста  $M$ ; пройденный путь  $S$ ; время движения  $t$ ; включенная передача в коробке передач. Регистрация исследуемых процессов велась непрерывно во время движения. Полученные осциллограммы с записью перечисленных выше процессов дают возможность получить параметры нагрузочного режима трансмиссии для расчета подшипников и зубчатых колес на долговечность и динамическую прочность.

Согласно принятым методикам расчета долговечности зубчатых колес и подшипников качения автомобиля, основными исходными параметрами нагрузочного режима являются:

а) величина крутящего момента на входном валу агрегата трансмиссии (для переменных нагрузок — кривая распределения крутящего момента);  
 б) распределение общего пробега автомобиля по отдельным передачам (относительные пробеги  $\gamma_s$ );

в) расчетная частота вращения входного вала агрегата трансмиссии  $\omega_{с-1}$ , необходимая для определения коэффициентов динамической нагрузки  $K_D$  в зубчатом зацеплении и на подшипниках.

При расчете долговечности зубчатых колес переменные значения крутящего момента заменяются одним расчетным значением момента  $M_p$ , в качестве которого принимается меньший из двух моментов — либо максимальный крутящий момент двигателя  $M_{пд}$ , либо крутящий момент по сцепному весу  $M_\varphi$ , вычисленный по формуле  $M_\varphi = G_{сц} \varphi r_K / i_{тр} \eta_{тр}$ , Н·м, где  $G_{сц}$  — сцепной вес автомобиля, Н;  $\varphi$  — коэффициент сцепления шин с дорогой;  $r_K$  — радиус качения ведущих колес, м;  $i_{тр}$ ,  $\eta_{тр}$  — передаточное число и КПД трансмиссии от первичного вала коробки передач до ведущих колес автомобиля. Влияние переменных нагрузок на срок службы зубчатого колеса в этом случае учитывается коэффициентами пробега:  $K_{ПН}$  — при расчете на контактную выносливость и  $K_{ПФ}$  — при расчете на изгибную выносливость.

При расчете долговечности подшипников переменный крутящий момент заменяется эквивалентным по усталостному воздействию момента  $M_э$ , который в общем случае определяется согласно зависимости  $M_э = K_H M_p$ , где  $K_H$  — коэффициент нагрузки.

Таким образом, задача обработки осциллограмм практически сводилась к определению коэффициентов нагрузки  $K_H$ , коэффициентов пробега  $K_{ПН}$  и  $K_{ПФ}$ , относительных пробегов на отдельных передачах  $\gamma_s$ , к вычислению среднетехнической скорости движения автомобиля  $v_{ср}$  с последующим ее пересчетом в расчетную частоту вращения первичного вала коробки передач  $\omega_{п.в}$ .

Все перечисленные параметры определяются для каждой передачи в отдельности по всем видам дорог, на которых проводились испытания автомобиля.

Расчет параметров нагрузочного режима производится на основании следующих зависимостей:

$$K_H = \frac{\sqrt[3]{\sum M_i^3 \alpha_i}}{M_p};$$

$$K_{ПН} = \frac{\sum M_i^3 \alpha_i}{M_p^3};$$

$$K_{ПФ} = \frac{\sum M_i^9 \alpha_i}{M_p^9};$$

$$\gamma_{sj} = \frac{S_j}{\Sigma S_j};$$

$$v_{cpj} = \frac{3,6 S_j}{t_j}, \text{ км/ч};$$

$$\omega_{п.в.j} = 0,2775 \frac{V_{cpj} i_{трj}}{r_k}, \text{ с}^{-1}.$$

В приведенных формулах приняты следующие обозначения:  $M_i$  — среднее значение крутящего момента для  $i$ -го интервала кривой распределения момента;  $a_i$  — вероятность действия  $i$ -го интервала кривой распределения момента;  $S_j$  и  $t_j$  — пробег (м) и соответствующее ему время работы (с) на  $j$ -передаче;  $i_{трj}$  — передаточное число трансмиссии от первичного вала коробки передач до полуоси на  $j$ -й передаче;  $r_k$  — радиус качения ведущего колеса автомобиля, м;  $M_p$  — расчетный крутящий момент на полуоси автомобиля, рассчитанный по максимальному крутящему моменту двигателя согласно зависимости

$$M_p = \frac{M_{мд} i_{трj} \eta_j}{2},$$

где  $M_{мд}$  — максимальный крутящий момент двигателя;  $\eta_j$  — КПД трансмиссии на  $j$ -и передаче.

Среднетехническая скорость движения и средняя частота вращения первичного вала коробки передач для данной дороги рассчитывались по формулам:

$$v_{cp} = 3,6 \frac{\Sigma S_j}{\Sigma t_j}, \text{ км/ч};$$

$$\omega_{п.в. cp} = 0,2775 \frac{V_{cp} i_{тр. cp}}{r_k}, \text{ с}^{-1},$$

где  $i_{тр. cp} = \Sigma i_{трj} \gamma_{sj}$  — среднее передаточное число трансмиссии для данной дороги.

Расчеты коэффициентов нагрузки производились отдельно для положительных и отрицательных крутящих моментов ( $K_H(+)$  и  $K_H(-)$ ). Принимая во внимание, что при расчете подшипников исследуемого автомобиля знак крутящего момента не должен оказывать существенного влияния на расчетную долговечность подшипников трансмиссии, были также определены значения коэффициентов нагрузки по всем интервалам кривой распределения без учета знака ( $K_H$ ).

Расчет коэффициентов пробега  $K_{ПН}$  и  $K_{ПГ}$  производился только для положительных крутящих моментов, так как отрицательные крутящие моменты учитываются при расчете контактных и изгибающих напряжений.

Значения  $M_i$  и  $\alpha_i$  определялись путем статистической обработки показаний тензодатчика полуоси на осциллограмме.

Пробег автомобиля  $S$  и время движения  $t$  на передаче определялись по осциллограмме на основании показаний датчика пути и отметчика времени.

Исходя из показаний датчика включенной передачи в коробке передач было получено число переключений на один километр пробега автомобиля  $N$ .

Экспериментальные значения коэффициентов  $K_H$ ,  $K_{III}$ ,  $K_{PF}$  на каждой передаче для различных видов дорог приведены на рис. 1 в зависимости от величины удельного тягового усилия  $P_{уд}$  на ведущих колесах автомобиля. Экспериментальные значения относительных пробегов по передачам  $\gamma_s$ , средние скорости движения  $v_{cp}$  и числа переключений на один километр пробега  $N$  приведены в табл. 1.

Анализ полученных данных свидетельствует о том, что все параметры на грузочного режима трансмиссии зависят от условий эксплуатации: от вида и состояния дорожного покрытия (асфальт, булыжник, грунт), от рельефа местности (равнинные, холмистые, горные дороги), а также от условий организации движения транспорта (движение в городе).

Полученные в результате эксперимента параметры на грузочного режима трансмиссии относятся к отдельным видам дорог и могут быть использованы для расчета зубчатых колес и подшипников трансмиссии при движении автомобиля по каждой дороге в отдельности.

В реальных условиях эксплуатации автомобиль работает в различных дорожных условиях, поэтому представляют интерес параметры на грузочного режима для осредненных условий эксплуатации. Значения параметров осредненного на грузочного режима вычислялись на каждой передаче по следующим зависимостям:

Т а б л и ц а 1. Распределения пробега по передачам  $\gamma_s$  движения автомобиля  $V_{cp}$  по различ<sup>с</sup>

Дорога	$\gamma_s$				
	I	II	III	IV	Накат
Асфальтированное равнинное шоссе	0,001	0,002	0,037	0,96	—
Асфальтированное холмистое шоссе	0,001	0,008	0,121	0,870	—
Асфальтированное горное шоссе	0,001	0,142	0,525	0,332	—
Булыжное шоссе	0,001	0,028	0,049	0,922	—
Грунтовая профилированная дорога	—	0,066	0,298	0,636	—
Грунтовая непрофилированная дорога	0,004	0,342	0,400	0,254	—
Движение в городе	0,024	0,193	0,313	0,417	0,053
Осредненные условия	0,00811	0,07464	0,16257	0,73878	0,0159

$$K_{нjcp} = \sqrt[3]{\sum_i K_{нji} \gamma_{дор i}} ;$$

$$K_{ПНj cp} = \sum_i K_{ПНji} \gamma_{дор i} ;$$

$$K_{ПФ j cp} = \sum_i K_{ПФ ji} \gamma_{дор i} ;$$

$$\gamma_{sj cp} = \sum_i \gamma_{sji} \gamma_{дор i} ;$$

$$V_{cp} = \frac{1}{\sum \gamma_{дор i} / V_{срi}} , \text{ км/ч,}$$

где  $K_{нji}$ ,  $K_{ПНji}$ ,  $K_{ПФ ji}$ ,  $\gamma_{sji}$  — экспериментальные значения параметров на грузочного режима на  $j$ -й передаче при движении по  $i$ -й дороге,  $V_{ср i}$ ,  $\gamma_{дор i}$  — средняя скорость и относительный пробег автомобиля по  $i$ -й дороге соответственно.

Осредненные значения параметров  $K_{н}$ ,  $K_{ПН}$ ,  $K_{ПФ}$ , а также  $K_{н}(+)$  и  $K_{н}(-)$  показаны на рис. 1, а значения  $\gamma_{sj}$  и  $v_{ср}$  — в табл. I, при этом было принято следующее распределение общего пробега автомобиля по видам дорог:

асфальтированное равнинное шоссе	—0,24
асфальтированное холмистое шоссе	— 0,25
асфальтированное горное шоссе	— 0,01
булыжное, гравийное шоссе	— 0,15

**и среднетехнические скорости  
ным видам дорог**

I	II	V <sub>ср</sub> , км/ч			Средняя для дороги	Число переключений на 1 км пробега N
		III	IV			
15,0	27,6	49,6	87,7	85,0	0,35	
7,3	29,5	50,8	87,0	78,5	0,8	
10,6	46,2	65,0	74,5	63,5	3,77	
15,0	29,3	49,8	63,0	60,0	1,8	
—	36,0	58,0	78,3	66,4	4,8	
10,3	25,0	34,5	42,6	31,6	8,4	
7,5	21,5	34,8	46,0	30,8	15,6	
9,7	26,25	44,1	64,5	51,3	5,59	

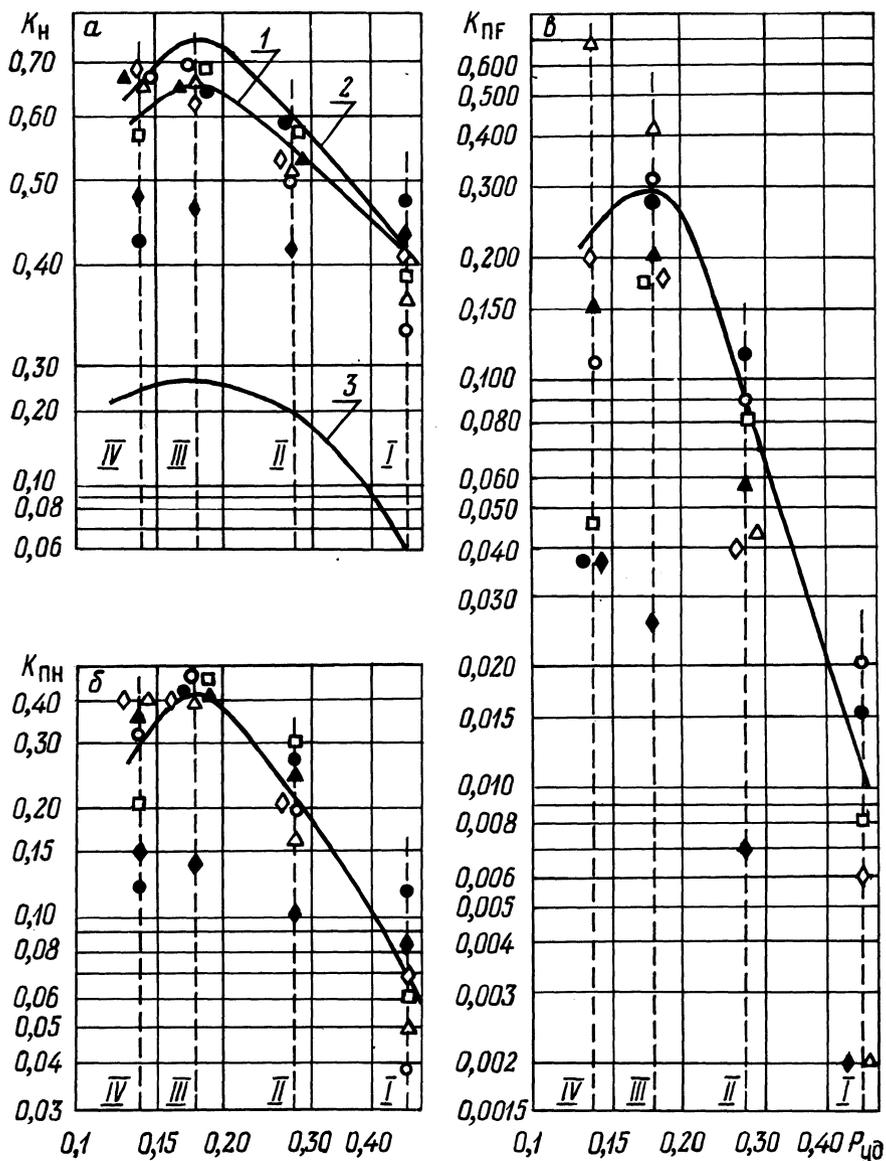


Рис. 1. Экспериментальные значения коэффициентов нагрузки и пробега: а - коэффициент нагрузки (1 -  $K_n$ , 2 -  $K_n$  (+), 3 -  $K_n$  (-)); б - коэффициент пробега  $K_{пн}$ ; в - коэффициент пробега  $K_{пф}$ .  $\circ$  - асфальт равнинный,  $\Delta$  - асфальт холмистый,  $\diamond$  - асфальт горный,  $\square$  - булыжное шоссе,  $\blacktriangle$  - грунт профилированный,  $\blacklozenge$  - грунт непрофилированный,  $\bullet$  - движение в городе, — - осредненные условия.

Т а б л и ц а 2. Значения максимальных динамических моментов  
и коэффициента максимальной динамической нагрузки

Параметр	Передача			
	I	II	III	IV
Максимальный динамический момент на полуоси $M_{\text{дин.пол}}$ , Н·м	1056	763	572	389
Максимальный динамический момент на первичном валу коробки передач $M_{\text{дин.п.в}}$ , Н·м	142	174	202	172
Коэффициент максимальной динамической нагрузки $K_{\text{дин}}$	1,70	2,09	2,42	2,06

грунтовые профилированные дороги	– 0,03
грунтовые непрофилированные дороги	– 0,02
движение в городе	– 0,30

При расчете деталей трансмиссии на прочность в качестве расчетного крутящего момента принимается максимальный динамический крутящий момент  $M_{\text{дин}}$ , возникающий в трансмиссии при наиболее неблагоприятных эксплуатационных условиях. В табл. 2 приведены экспериментальные значения максимальных динамических крутящих моментов на полуоси  $M_{\text{дин.пол}}$ , их значения, приведенные к первичному валу коробки передач  $M_{\text{дин.п.в}}$ , а также значения коэффициента максимальной динамической нагрузки, рассчитанные по формуле

$$K_{\text{дин}} = \frac{M_{\text{дин.п.в}}}{M_{\text{тд}}}$$

При приведении динамических моментов к первичному валу коробки передач было принято, что динамические моменты на обеих полуосях имеют одинаковые значения.

В заключение следует отметить, что полученные параметры нагрузочного режима трансмиссии могут быть использованы при расчетах долговечности подшипников и зубчатых колес и других моделей легковых автомобилей аналогичного класса.

## ОБ ОПТИМАЛЬНОЙ ОРИЕНТАЦИИ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ В БАРАБАННОМ ТОРМОЗЕ С САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМИСЯ КОЛОДКАМИ

В барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками на распределение удельного давления по длине накладок и, следовательно, на их износ решающее влияние оказывает ориентация опорной поверхности, по которой перемещается скользящая опора колодки.

Неоспоримое преимущество тормоза с неподвижными центрами поворота колодок заключается в том, что в нем в любом случае происходит симметричный (относительно проведенного через центр вращения барабана перпендикуляра к радиусу, соединяющему центры вращения барабана и колодки) износ накладок, тогда как в тормозе с самоустанавливающимися колодками может происходить односторонний (несимметричный) износ.

Для того чтобы в тормозе с самоустанавливающимися колодками добиться симметричного износа, наиболее близкого к равномерному, необходимо определенным образом ориентировать опорную поверхность, по которой скользит опора колодки по мере износа накладок.

Углы наклона опорных поверхностей в настоящее время определяются экспериментально, что связано со значительными затратами времени и средств. При этом невозможно достичь точных результатов, определить оптимальные значения углов наклона опорных поверхностей, установить влияние различных параметров на величину этих углов.

Очевидно, условием симметричного износа накладок самоустанавливающихся колодок является уравновешенность сил трения реакцией опоры. Это условие будет соблюдено, если между вертикалью, параллельной оси симметрии тормоза, и плоскостью, на которую опирается колодка, обеспечить угол, определяемый из отношения составляющих реакции опоры, найденных для самоустанавливающейся колодки (рис. 1) при нагружении ее параллельными [1] и соответствующими им тангенциальными распределенными усилиями, действующими со стороны барабана.

$$\text{Тогда } \operatorname{tg} \xi_{1,2} = \frac{\mu \int_{\theta}^{\nu} \sin^2 \varphi \, d\varphi}{\int_{\theta}^{\nu} d\varphi \mp \mu \int_{\theta}^{\nu} \sin \varphi \cos \varphi \, d\varphi - \frac{Q_{1,2}}{P_{1,2} b R}},$$

где  $\xi_1, \xi_2$  ( $\xi_{1,2}$ ) – углы наклона опорных поверхностей соответственно первичной и вторичной самоустанавливающихся колодок;  $b$  – ширина накла-

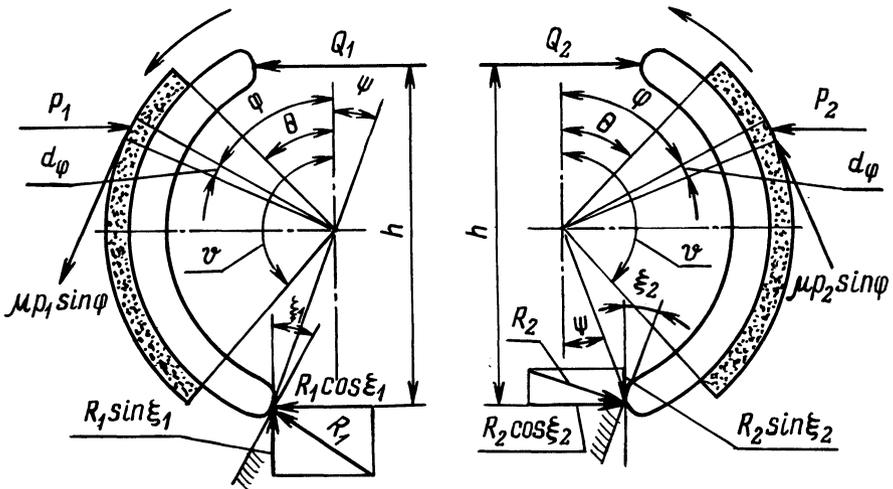


Рис. 1. Схема к определению оптимальных углов наклона опорных поверхностей самоустанавливающихся колодок.

док;  $p_1, p_2$  ( $p_{1,2}$ ) – удельные давления на накладках первичной и вторичной колодок. Остальные параметры показаны на рис. 1.

Подставив в равенство (1) выражение для  $p_{1,2}$ , после интегрирования окончательно найдем

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \xi_{1,2} &= \frac{\frac{\mu}{2} (v - \theta - \sin v \cos v + \sin \theta \cos \theta)}{v - \theta \mp \frac{\mu}{2} (\sin^2 v - \sin^2 \theta) - \frac{c}{h} \left\{ (v - \theta) \cos \psi \mp \frac{R}{c} (\sin v - \sin \theta) \mp \right.} \\ &\rightarrow \left. \mp \mu \left[ \frac{R}{c} (\cos \theta - \cos v) + \frac{\sin v \sin (v + \psi) - \sin \theta \sin (\theta + \psi) - (v - \theta) \sin \psi}{2} \right]} \end{aligned}$$

где  $c$  – расстояние от центра вращения барабана до точки контакта колодки с опорной поверхностью;  $R$  – радиус трения тормозного барабана;  $\mu$  – коэффициент трения.

Момент трения, развиваемый первичной и вторичной колодками при рассматриваемом нагружении

$$\begin{aligned} M_{1,2} &= \frac{Q_{1,2} \cdot h_{1,2}}{\frac{c}{\mu R (\cos \theta - \cos v)} \left[ (v - \theta) \cos \psi \mp \frac{R}{c} (\sin v - \sin \theta) \right] \mp} \\ &\rightarrow \frac{\mp \left[ 1 + \frac{c}{2R} \cdot \frac{\sin v \sin (v + \psi) - \sin \theta \sin (\theta + \psi) - (v - \theta) \sin \psi}{\cos \theta - \cos v} \right]} \end{aligned}$$

Опорные поверхности с рассчитанными углами их наклона были изготовлены и установлены вместо серийной опоры тормоза автомобиля ВАЗ-2101. Проведенные на тормозном стенде ММИ испытания показали, что рассчитанная опора обеспечивает износ накладок, близкий к равномерному.

### Литература

1. М а м и т и Г.И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов. – В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. – Минск, 1979, вып. 13, с. 48-52.

УДК 629.113 – 592:539.4

Г.И.Мамити, канд.техн.наук  
(ММИ)

### РАСЧЕТ ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ АВТОМОБИЛЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Тормозная колодка – одна из основных и наиболее нагруженных деталей барабанного тормоза, представляющая собой кривой брус, очерченный по дуге окружности, нагруженный в своей плоскости разжимающим усилием, параллельными [1] и соответствующими им тангенциальными распределенными усилиями, действующими со стороны барабана (рис. 1,а).

Приведем разжимающие силы  $Q_{1,2}$ , из которых  $Q_1$  приложена к первичной, а  $Q_2$  – ко вторичной колодкам, к срединной окружности колодок с радиусом  $R$ , проходящей через центры поворота колодок (рис. 1,б).

$$Q'_{1,2} = \frac{Q_{1,2}h_{1,2}}{R[\cos \delta + \cos(\psi + \delta)]}, \quad (1)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  ( $h_{1,2}$ ) – плечи приложения разжимающих сил  $Q_1$  и  $Q_2$  ( $Q_{1,2}$ ) (индексами 1 и 2 обозначены геометрические и силовые факторы, относящиеся к первичной и вторичной колодкам);  $Q'_1$  и  $Q'_2$  ( $Q'_{1,2}$ ) – приведенные к срединной окружности колодок разжимающие усилия;  $\delta$  – угол давления;  $\psi$  – угол, показанный на рис. 1.

Разложим теперь приведенные разжимающие усилия на нормальные  $T_{1,2}$  и радиальные  $P_{1,2}$  составляющие (рис. 1, б):

$$T_{1,2} = Q'_{1,2} \cos(\psi + \delta); P_{1,2} = Q'_{1,2} \sin(\psi + \delta). \quad (2)$$

На рис. 1,в представлена расчетная схема тормозной колодки автомобиля.

После того как определим изгибающие моменты от действующих сил, напишем выражения для текущего значения изгибающего момента на отдельных участках колодок:

$$\psi \leq \varphi \leq \theta; M_{1,2}^I(\varphi) = R \{ T_{1,2} [1 - \cos(\varphi - \psi)] + P_{1,2} \sin(\varphi - \psi) \};$$

$$\theta \leq \varphi \leq \nu; M_{1,2}^{II}(\varphi) = M_{1,2}^I(\varphi) + p_{1,2} R^2 \{ (\varphi - \theta) \cos \varphi + \sin \theta \cos(\varphi - \theta) - \sin \varphi + \sin \theta \pm \mu [\cos \theta - \cos \varphi - (\varphi - \theta) \frac{\sin \varphi}{2} - \frac{\sin \theta}{2} \sin(\varphi - \theta)] \}; \quad (3)$$

$$\nu \leq \varphi \leq \pi; M_{1,2}^{III}(\varphi) = M_{1,2}^I(\varphi) + p_{1,2} R^2 (\nu - \theta) [\cos \varphi - \cos \frac{\nu + \theta}{2} \pm \mu (\frac{\rho_{1,2}}{R} - \sin \varphi)];$$

где  $\varphi$  – текущий угол;  $\theta, \psi$  – углы, показанные на рис. 1;  $\mu$  – коэффициент трения;  $p_{1,2}$  – максимальные значения приведенных к срединной окружности распределенных нагрузок на первичной  $p_1$  и вторичной  $p_2$  колодках [2], равные для рассматриваемой задачи

$$p_{1,2} = \frac{Q_{1,2} h_{1,2}}{R^2 [ \nu - \theta + \sin \nu - \sin \theta \mp \mu (\cos \theta - \cos \nu + \frac{\sin^2 \nu - \sin^2 \theta}{2}) ]};$$

$\rho_{1,2}$  – радиусы приложения равнодействующих распределенных нагрузок на первичной  $\rho_1$  и вторичной  $\rho_2$  колодках, равные

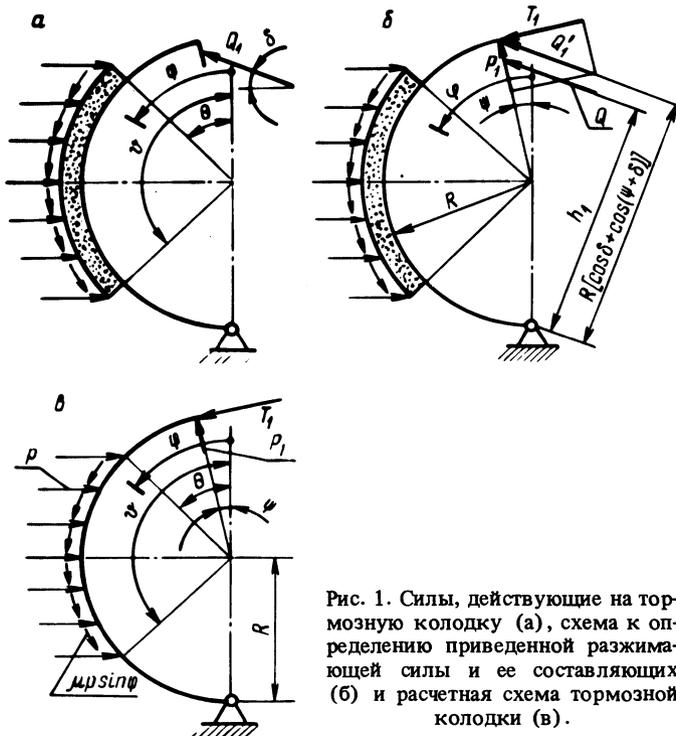


Рис. 1. Силы, действующие на тормозную колодку (а), схема к определению приведенной разжимающей силы и ее составляющих (б) и расчетная схема тормозной колодки (в).

$$\rho_{1,2} = R \left[ \mp \frac{1}{\mu} \mp \frac{\sin v - \sin \theta}{\mu(v - \theta)} + \frac{\cos \theta - \cos v}{v - \theta} + \frac{\sin^2 v - \sin^2 \theta}{2(v - \theta)} \pm \frac{1 + \cos \frac{v + \theta}{2}}{\mu} \right].$$

Зная значения изгибающего момента  $M(\varphi)$  на различных участках колодок (3), легко определить напряжение в сечении с угловой координатой  $\varphi$ :

$$\sigma(\varphi) = \mp \frac{M(\varphi)}{W_x},$$

где  $W_x$  — момент сопротивления сечения колодки.

Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния колодок и практика эксплуатации подтверждают верность предлагаемого метода расчета колодок.

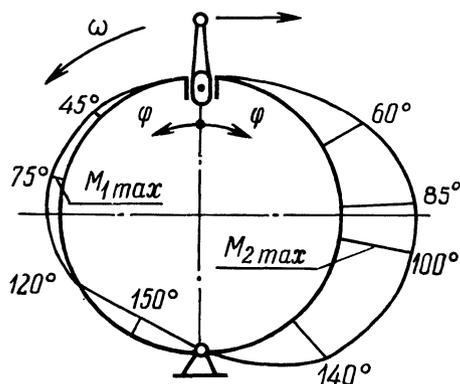


Рис. 2. Эпюры распределения изгибающих моментов вдоль окружности первичной и вторичной колодок барабанного тормоза мотороллера "Тулица".

Исследования колодок с помощью формул (3) позволили установить следующее:

1. Наибольшие нагрузки испытывает вторичная колодка в сечении  $\sim 85^\circ$ . Эти нагрузки приблизительно в 5 раз превышают максимальные нагрузки на первичной колодке в тормозе с кулачковым разжимом, когда  $Q_1 < Q_2$  (рис. 2).
2. В случае, когда обеспечивается  $Q_1 = Q_2$ , вторичная колодка оказывается приблизительно в 1,5 раза менее нагруженной.
3. Уменьшение угла охвата приводит к увеличению изгибающих моментов.

## Литература

1. М а м т и Г.И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 48–52.
2. М а м т и Г.И. Функциональный расчет барабанных тормозов. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 84.

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСЛОВИЯ СБОРКИ ПРИ ПОДБОРЕ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС ДЛЯ ДВУХРЯДНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

**Ц е л ь р а б о т ы.** Дальнейшее развитие и совершенствование метода подбора чисел зубьев Э.В.Петрова с дополнением его условием сборки.

При достаточной простоте и высокой точности обеспечения заданного передаточного отношения методики подбора чисел зубьев колес для планетарных зубчатых передач В.В.Добровольского [1] и Э.В.Петрова [2] имеют один весьма существенный недостаток. Если у Добровольского получены формулы для подбора чисел зубьев по заданному передаточному отношению и условию соосности, то у Петрова расширено лишь число возможных вариантов решения этой же задачи. Возможность сборки планетарных передач в этих методиках не учитывается.

Планетарную передачу можно собрать с несколькими сателлитами, если зубья сателлитов войдут во впадины соответствующих центральных колес при совпадении осей сателлитов с осями пальцев водила. При этом предполагается, что двухвенцовые сателлиты (блоки сателлитов) взаимозаменяемы, т.е. они имеют одинаково расположенные друг по отношению к другу зубчатые венцы. Таким образом, под условием сборки в настоящее время понимают уравнения, которые связывают числа зубьев колес планетарной передачи с числом сателлитов, их распределением по углу  $2\pi$  и расположением венцов в блоке.

В работе [3] установлены возможные сочетания чисел зубьев колес, при которых выполняется условие сборки передачи с определенным числом взаимозаменяемых двухвенцовых сателлитов.

Для совместного исследования метода Э.В.Петрова [2] и условия взаимозаменяемости [3] рассмотрим планетарную передачу типа В (рис. 1). Абсолютную величину передаточного отношения этой передачи при остановленном водиле можно получить как отношение двух несократимых чисел  $S$  и  $T$ , которые, в свою очередь, можно представить любыми из четырех возможных множителей  $C$  (в числе которых могут быть единицы).

Это отношение, по предложению Э.В.Петрова, может быть получено в результате следующих действий:

$$\left| i_{16}^H \right| = \overset{1)}{\left( -\frac{z_2 z_6}{z_1 z_5} \right)} M = \overset{2)}{\left( \frac{z_2'}{z_1'} \right)} P \left( \frac{z_6'}{z_5'} \right) q = \overset{3)}{\left( \frac{z_6''}{z_1''} \right)} R \left( \frac{z_2''}{z_5''} \right) N = \frac{S}{T} = \frac{C_2 C_6}{C_1 C_5}, \quad (1)$$

где 1) сокращение чисел зубьев  $z_1, z_2, z_5$  и  $z_6$  на  $M.M = (z_1, z_2, z_5, z_6)$  – наибольший общий делитель (НОД) чисел, стоящих в скобках;  $M$  – произвольное целое число является масштабом чисел зубьев и этот масштаб показыва-

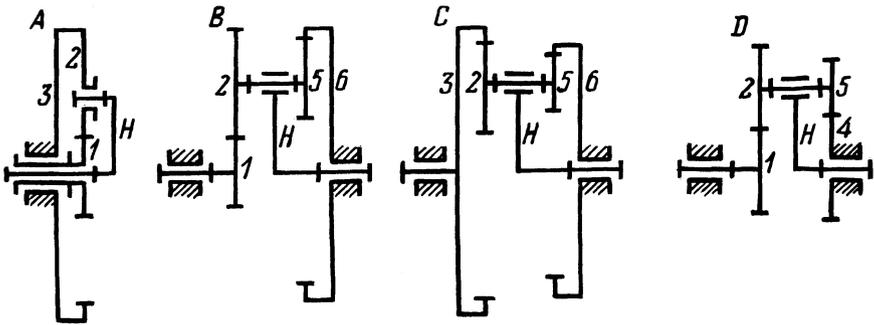


Рис. 1. Типы планетарных передач 2К-Н.

ет, что одно и то же передаточное отношение можно осуществить зубчатыми колесами с различными, но кратными между собой числами зубьев;

2) сокращение: а – чисел  $z'_1$  и  $z'_2$  на  $p = (z'_1; z'_2)$ ; б – чисел  $z'_5$  и  $z'_6$  на  $q = (z'_5; z'_6)$ , где  $p$  и  $q$  – произвольные взаимно простые (не имеющие общего делителя) числа;

3) сокращение: а – чисел  $z''_1$  и  $z''_6$  на  $R = (z''_1; z''_6)$ ; б – чисел  $z''_2$  и  $z''_5$  на  $N = (z''_2; z''_5)$ , где  $R$  и  $N$  также произвольные взаимно простые числа.

С учетом разложения на множители числа зубьев колес можно представить в виде:

$$\begin{aligned}
 z_1 &= C_1 R p M = A p M, & \text{где } A &= C_1 R; \\
 z_2 &= C_2 N p M = B p M, & B &= C_2 N; \\
 z_5 &= C_5 N q M = E q M, & E &= C_5 N; \\
 z_6 &= C_6 R q M = F q M, & F &= C_6 R.
 \end{aligned} \tag{2}$$

В случае, когда зубчатые колеса имеют один и тот же модуль и нарезаны без смещения инструмента, условие соосности для всех типов планетарных передач, изображенных на рис. 1, имеет вид

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 = z_4 + z_5 = z_6 - z_5 = z_{\Sigma}, \tag{3}$$

где  $z_{\Sigma}$  – суммарное число зубьев представляет аналог межосевого расстояния.

Условие соосности для передачи В с учетом зависимости (2)

$$M p (A + B) = M q (F - E).$$

Так как  $p$  и  $q$  взаимно простые числа, то

$$p = \frac{F - E}{d} \text{ и } q = \frac{A + B}{d}, \text{ где } d = (F - E, A + B) -$$

– НОД чисел, стоящих в скобках.

В итоге окончательно получаем

$$z_1 = \frac{AM}{d}(F - E); \quad z_2 = \frac{BM}{d}(F - E); \quad z_5 = \frac{EM}{d}(A+B);$$

$$z_6 = \frac{FM}{d}(A+B).$$

Аналогично получаются формулы чисел зубьев колес для остальных типов планетарных передач (табл. 1).

В табл. 1 :  $C = C_3R$ ;  $D = C_4R$ .

Методика подбора чисел зубьев В.В.Добровольского [1] – частный случай изложенных выше предложений Э.В.Петрова при  $N = 1$ ,  $R = 1$  и  $d=1$ .

Условие сборки рассматриваемых планетарных передач описывается в [3] зависимостью

$$\frac{z \Sigma}{k} = \frac{\gamma}{2}, \quad (4)$$

где  $k$  – число сателлитов, равномерно распределенных по углу  $2\pi$ ;  $\gamma$  – некоторое целое или дробное [4] число.

Взаимозаменяемость двухвенцовых сателлитов необходимо определять по уравнению [3]

$$\frac{(X \pm \frac{\gamma}{2}) N}{z_2} = \frac{(Y \pm \frac{\gamma}{2}) N}{z_5}, \quad (5)$$

где  $X$  и  $Y$  – целые положительные или отрицательные числа – корни уравнения взаимозаменяемости,  $N$  – НОД чисел  $z_2$  и  $z_5$ .

Автором в работе [3] установлены сочетания чисел зубьев колес, при которых выполняется и условие сборки (4) и условие взаимозаменяемости (5). При анализе этих сочетаний можно установить, что выполнение указанных выше условий возможно осуществить выбором соответствующих множителей  $M$ ,  $p$ ,  $q$ ,  $R$  или  $N$ .

Т а б л и ц а 1. Формулы чисел зубьев колес для двухрядных планетарных передач 2КН

Типы передач	$z_1 = \frac{AM}{d}(\dots)$	$z_2 = \frac{BM}{d}(\dots)$	$z_3 = \frac{CM}{d}(\dots)$	$z_4 = \frac{DM}{d}(\dots)$	$z_5 = \frac{EM}{d}(\dots)$	$z_6 = \frac{FM}{d}(\dots)$
B	(F–E)	(F–E)	–	–	(A+B)	(A+B)
C	–	(F–E)	(F–E)	–	(C–B)	(C–B)
D	(D+E)	(D+E)	–	(A+B)	(A+B)	–

В ы в о д ы. 1. Условие сборки выполняется при любых числах зубьев колес, если  $z_{\Sigma}$  кратно числу сателлитов  $k$ , т.е., когда

- а) одним из множителей  $M$  будет  $k$ ;
- б) при  $R = N = 1$  один из множителей  $p$  или  $q$  кратен  $k$ ;
- в) при  $R = N = 1$  одна из алгебраических сумм  $(C_1 + C_2)$  или  $(C_6 - C_5)$  для передачи  $B$  кратна  $k$ .

2. Условие сборки выполняется, если числа зубьев центральных колес кратны  $k$ , что имеет место при любых множителях  $M$ ,  $p$  и  $q$ , не кратных  $k$ , но при множителе  $R$ , кратном  $k$ , и при  $N = +1$  или  $N = -1$ .

3. Сборка планетарной передачи возможна и при иных сочетаниях чисел зубьев, когда при дробном  $\gamma \neq 1$ , что соответствует числам  $z_{\Sigma} + \frac{z_2(z_5)}{N}$  или  $z_{\Sigma} - \frac{z_2(z_5)}{N}$ , кратным  $k$ .

Если при подборе значений чисел зубьев колес для двухрядных планетарных передач возможных вариантов решения много, то при проектировании однорядной передачи типа  $A$  (рис. 1) число решений сокращается до двух.

Доказать это утверждение можно, исследуя формулу передаточного отношения этой передачи совместно с условиями соосности и сборки:

$$i_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}; z_3 = z_1 + 2z_2; |i_{12}| = \frac{i_{1H} - 2}{2} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^M = \frac{C_2}{C_1}. \quad (6)$$

Решив совместно выражения (6) и (4), получим

$$\frac{M(C_1 + C_2)}{k} = \frac{\gamma}{2}. \quad (7)$$

Так как  $M$ ,  $C_1$  и  $C_2$  — целые числа, то условие сборки (4) будет выполнено:

Т а б л и ц а 2. Подбор значений чисел зубьев колес для передачи  $B$

Варианты	Дано		R	N	A+B	F-E	d	Аналоги $z' = z : M$						Расчет			При- ня- то M	Ответ				Оценка	
	R	$C_2 C_6$						$z'_1$	$z'_2$	$z'_5$	$z'_6$	$z'_{\Sigma}$	$M_c$	$M_H$	$M_B$	$z_1$		$z_2$	$z_5$	$z_6$	$z_{\Sigma}$	$\gamma$	
		$C_1 C_5$																					

1	1	1	$C_1 + C_2$	$C_6 - C_5$													
2	1	2	$C_1 + 2C_2$	$C_6 - 2C_5$													
3	2	1	$2C_1 + C_2$	$2C_6 - C_5$													
4	.	.	.	.													
5	.	.	.	.													

1) если при НОД  $M$ , не кратном числу сателлитов  $k$ , сумма аналогов чисел зубьев парных колес  $(C_1 + C_2)$  будет кратна  $k$ ;

2) если НОД  $M$  кратен  $k$ .

Таким образом, если для однорядной планетарной передачи типа А задача синтеза имеет только масштабность решения, то для двухрядных — помимо масштабности, возможна и множественность решений.

Подбор значений чисел зубьев колес лучше всего проводить в табличной форме (табл. 2).

### Литература

1. Добровольский В.В. Подбор шестерен для соосных редукторов. — Вестник инженеров и техников, 1936, № 1. 2. Петров Э.В. Метод подбора чисел зубьев в двухрядных планетарных передачах. — Вестник машиностроения, 1970, № 9, с. 25–28. 3. Цитович О.Н. Взаимозаменяемость сателлитов в планетарных передачах. — Автомобилестроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1979, вып. 13, с. 52–58. 4. Шитиков Б.В., Щепетильников В.А. О числе сателлитов в планетарных редукторах. — Труды семинара по ТММ. М., 1949, вып. 21, с. 50–68.

УДК 629.114.2.001

А.Ф.Андреев, канд.техн.наук,  
В.В.Ванцевич, канд.техн.наук,  
А.Х.Лефаров, д-р техн.наук  
(БПИ)

### СВЯЗЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСА ПРИ БОКОВОМ УВОДЕ

Одним из исходных условий при решении задачи распределения тяговых сил по колесам полноприводной машины являются зависимости

для твердых дорог и плотных грунтов [1]

$$r_k = r_k^0 - \gamma P_k; \quad (1)$$

для мягких грунтов [2]

$$\varphi_P = \varphi (1 - e^{-k\delta}), \quad (2)$$

где  $P_k$  — сила тяги колеса,  $\varphi_P = P_k/G$  — реализуемый коэффициент сцепления колеса с вертикальной нагрузкой  $G$ ,  $r_k^0$  — радиус качения в ведомом режиме на асфальте,  $r_k$  — радиус качения в тяговом режиме,  $\gamma$  — коэффициент тан-

генциальной эластичности,  $\delta = \frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0}$  — буксование,  $\varphi$  и  $k$  — эмпирические

константы.

При движении машины на повороте, когда имеет место боковой увод колес, встает вопрос о справедливости уравнений (1) и (2), определяемых при плоском качении колеса без увода. Для его решения необходимо выяснить влияние увода на величины  $r_k^0$ ,  $\gamma$ ,  $\varphi$  и  $\kappa$ .

На рис. 1 изображены траектории АВ и АС движения центра ведомого колеса соответственно без увода и с углом увода  $\psi$ . При качении по АС (т.е. с уводом) элементарное перемещение центра колеса можно рассматривать как результирующее перемещений вдоль линий действия тангенциальной и боковой реакций дороги. Поэтому суммарное перемещение центра колеса АС определяется его качением по АВ и перемещением по ВС. Если  $r_k^0$  не зависит от увода, то его значение при движении без увода по прямой АВ должно равняться радиусу качения в ведомом режиме  $r_{k\psi}^0$ , определенному по составляющей АВ при качении колеса с уводом по пути АС. На рис. 2 даны результаты испытаний колеса с шиной 5.00—10 на стенде с беговым барабаном. Радиус качения в ведомом режиме  $r_{\psi}$  определялся по числу оборотов колеса и барабана. Умножив значения  $r_{\psi}$  на  $\cos \psi$ , получим величины  $r_{k\psi}^0$ , определенные по составляющей АВ на рис. 1. Как видно из рис. 2, отклонения  $r_{k\psi}^0$  от  $r_k^0$  не превышают 1,5%, т.е. влияние увода на  $r_k^0$  находится в пределах погрешности эксперимента и может не учитываться в расчетах. Независимость  $r_k^0$  от  $\psi$  была определена также при дорожных испытаниях МТЗ-80. Трактор с закрепленным рулевым колесом двигался с ползучей скоростью по кругу на асфальте. Увеличением крюковой нагрузки  $P_{кр}$  с помощью загрузочного трактора вызывались увод колес испытуемого трактора и его движение по кругу большего радиуса. Изменение  $P_{кр}$  от 0 до 0,8 кН привело к увеличению радиуса поворота переднего внутреннего колеса от 6,6 до 7,7 м, а число его оборотов осталось неизменным. Полученные результаты совпадают с экспериментальными исследованиями А.С.Литвинова [3], показавшими, что в случае увода при определении скорости колеса по его линейной скорости и радиусу качения следует брать составляющую линейной скорости, совпадающую с плоскостью качения.

А.С.Литвиновым предложена теоретическая зависимость, учитывающая влияние боковой силы на тангенциальную эластичность  $\gamma$  [3]. Позднее А.С.Литвиновым и др. [4], исходя из трапецеидальной эпюры нормальных давлений в контакте колеса с дорогой, получены и экспериментально подтверждены зависимости, связывающие  $\gamma$  с углом увода и другими параметрами колеса. Нами проведены расчеты по формулам [3] и [4] на ЭВМ ЕС-1022 для шины 6.00—16. Полученные данные показывают практическое совпадение результатов по обоим методам (рис. 2).

Результаты экспериментальных исследований для случая нелинейной зависимости (2), приведенные в работе [5], показывают, что при постоянной силе тяги с возрастанием угла увода буксование колеса увеличивается. Для выявления этого влияния обратимся к рис. 1, где дана схема сил и скоростей при уводе, используемая в работах [6] и [7]. Скорости бокового скольжения и буксования равны

$$v_s = v_T (1 - \delta) \operatorname{tg} \psi, \quad v_{\delta} = v_T \delta,$$

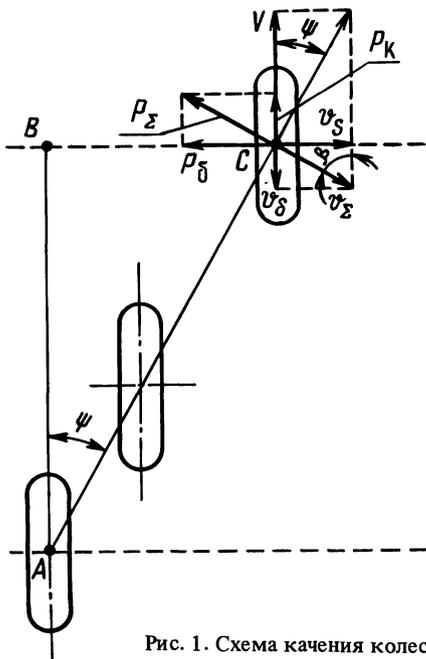


Рис. 1. Схема качения колеса.

Рис. 3. Зависимость  $\varphi_P$  от  $\delta$  колеса с шиной 7,50 - 18 AS ( $p_W=0,16$  МПа), 1 -  $\psi=0$ , 2 -  $\psi=10^\circ$ , 3 -  $\psi=15^\circ$ , — эксперимент [5], ● - расчет по (4) при  $k=5,5, \varphi=0,75$ .

где  $v_T$  — теоретическая скорость.  
Тогда

$$v_\Sigma = \sqrt{v_\delta^2 + v_s^2} = v_T \sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \operatorname{tg}^2 \psi}, \quad (3)$$

где радикал характеризует потери скорости на буксование и боковое скольжение по сравнению с  $v_T$ .

Исходя из изотропности свойств почвы, на основании уравнений (2) и (3) запишем

$$P_\Sigma = \varphi G (1 - e^{-k \sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \operatorname{tg}^2 \psi}}).$$

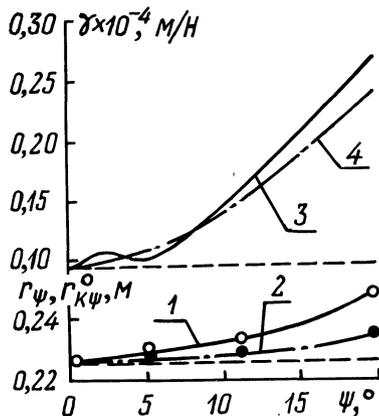
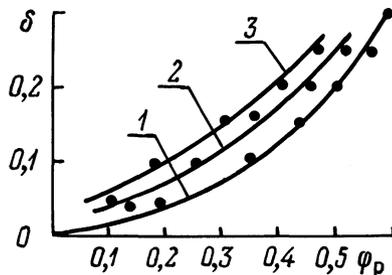


Рис. 2. Зависимость тангенциальной эластичности и радиуса качения в ведомом режиме от угла увода  $\psi$ : 1 и 2 — соответственно  $r_{k\psi}$  и  $r_{k\psi}^0$  колеса с шиной 5,00 - 10; 3 и 4 —  $\gamma$  колеса с шиной 6,00 - 16 соответственно по формулам [3] и [4].



Тогда из рис. 1

$$P_k = P_{\Sigma} \cos \beta = P_{\Sigma} \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \psi}}$$

или окончательно

$$\varphi_P = \frac{\varphi \delta}{\sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \operatorname{tg}^2 \psi}} \cdot (1 - e^{-k \sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \operatorname{tg}^2 \psi}}). \quad (4)$$

Из рис. 3 следует удовлетворительное совпадение расчетов по формуле (4) с экспериментальными данными работы [5]. Поэтому выражение (4) может использоваться для определения связи силовых и кинематических параметров колеса при уводе.

### Литература

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. — М., 1950. — 463 с. 2. Guskov V.V. Making the 4 w.d. more competitive Some theoretical aspects of the performance vis a vis the 2 w.d. j. Farm machine design Engineering, Des, 1968, England. 3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. — М., 1971. — 416 с. 4. Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил/ А.С.Литвинов, Ю.Ю.Беленький, А.Б.Азбель и др. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2, с. 17–20. 5. Krick G. Fehavicur of Tires Driven in Soft Ground with Side Slip. — Journal of Terramechanics, 1973, v. 9, N 4, pp. 9–30. 6. Андреев А.Ф. Влияние кинематической связи ведущих колес на устойчивость прямолинейного движения колесного трактора: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1972. — 19 с. 7. Греценко А. Nové výsledky teorie rovinného pohybu kola. — Zeměd. techn., 1975, 21, N 9, 507–524.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, канд. техн. наук (БПИ),  
И.С.Сазонов, инж. (ММП)

### К ВОПРОСУ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА

Исследования по устойчивости движения мобильных машин приобретают особую значимость в связи с применением шин низкого давления, разработкой устройств автоматического вождения, тенденцией повышения скоростей движения и т.д. Результаты этих исследований позволяют на стадии проектирования рационально выбрать массово-геометрические параметры мобильных машин в соответствии с заданными условиями эксплуатации, так как многие показатели их работы находятся в непосредственной зависимости от устойчивости движения.

Рассмотрим дифференциальные уравнения, описывающие движение трактора 4x4 со всеми управляемыми колесами относительно неподвижной системы координат. Уравнения имеют вид [1]:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_c &= (P_{K1} - P_{f1}) \cos(\alpha_1 + \beta) + (P_{K2} - P_{f2}) \cos(\alpha_2 - \beta) - P_{Kp} \cos(\gamma + \beta) - \\ &\quad - P_{G1} \sin(\alpha_1 + \beta) + P_{G2} \sin(\alpha_2 - \beta); \\ m\ddot{y}_c &= (P_{K1} - P_{f1}) \sin(\alpha_1 + \beta) - (P_{K2} - P_{f2}) \sin(\alpha_2 - \beta) + P_{Kp} \sin(\gamma + \beta) + \\ &\quad + P_{G1} \cos(\alpha_1 + \beta) + P_{G2} \cos(\alpha_2 - \beta); \\ I_{\beta} \ddot{\beta} &= (P_{K1} - P_{f1}) a \sin \alpha_1 + (P_{K2} - P_{f2}) b \sin \alpha_2 - P_{Kp} (b + l_{Kp}) \sin \gamma + \\ &\quad + P_{G1} a \cos \alpha_1 - P_{G2} b \cos \alpha_2 - M_c. \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $x_c, y_c, \beta$  — обобщенные координаты;  $m$  — масса трактора;  $I$  — момент инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс;  $a, b$  — расстояния центра масс соответственно до передней и задней оси трактора;  $l_{Kp}$  — расстояние от точки приложения крюковой нагрузки до задней оси;  $P_{K1}, P_{K2}$  — силы тяги передней и задней осей;  $P_{f1}, P_{f2}$  — силы сопротивления движению передней и задней осей;  $P_{G1}, P_{G2}$  — боковые силы, действующие на переднюю и заднюю оси;  $P_{Kp}$  — усилие на крюке;  $\alpha_1, \alpha_2$  — средний угол поворота колес передней и задней осей;  $M_c$  — момент сопротивления повороту.

Используя теорию увода, зависимость боковой силы от угла увода оси представим уравнением

$$P_G = k_y \psi, \quad (2)$$

где  $k_y$  — коэффициент сопротивления уводу оси.

Углы увода осей определим из уравнений неголономных связей, полученных из условия отсутствия движения в направлениях, нормальных абсолютным скоростям центров передней и задней осей. С учетом малых отклонений трактора от заданного направления движения

$$\left. \begin{aligned} \psi_1 &= \alpha_1 + \beta - \frac{\dot{y}_c + \dot{\beta} a}{v}; \\ \psi_2 &= \beta - \alpha_2 - \frac{\dot{y}_c - \dot{\beta} b}{v}, \end{aligned} \right\} (3)$$

где  $v$  — скорость движения.

Нас интересует боковое и курсовое отклонение трактора от заданного направления движения. Поэтому достаточно ограничиться исследованием двух последних уравнений системы (1). Учитывая, что отклонения трактора малы, а также имея в виду выражения (2), (3), указанные уравнения перепишем следующим образом:

$$\left. \begin{aligned}
 m\ddot{y}_c + \frac{\kappa_{y1} + \kappa_{y2}}{v} \dot{y}_c + \frac{\kappa_{y1}a - \kappa_{y2}b}{v} \dot{\beta} - (P_{\kappa1} + P_{\kappa2} - P_{f1} - P_{f2} - P_{\kappa p} + \\
 + \kappa_{y1} + \kappa_{y2})\beta = P_{\kappa p}\gamma - (P_{\kappa1} - P_{f1} + \kappa_{y1})\alpha_1 - (P_{\kappa2} - P_{f2} + \kappa_{y2})\alpha_2; \\
 I\ddot{\beta} + \frac{\kappa_{y1}a^2 + \kappa_{y2}b^2}{v} \dot{\beta} + (\kappa_{y2}b - \kappa_{y1}a)\beta + \frac{\kappa_{y1}a - \kappa_{y2}b}{v} \dot{y}_c = \\
 = P_{\kappa p}(b + 1_{\kappa p})\gamma - (P_{\kappa1} - P_{f1} + \kappa_{y1})\alpha_1 - (P_{\kappa2} - P_{f2} + \kappa_{y2})\alpha_2 - M_c.
 \end{aligned} \right\} (4)$$

Определение условий устойчивости движения трактора сводится к исследованию коэффициентов характеристического уравнения системы (4), которое имеет вид

$$a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_3 = 0, \quad (5)$$

где

$$a_0 = Im; \quad a_1 = \frac{I_1 \kappa_{y1} + I_2 \kappa_{y2}}{v};$$

$$a_2 = \frac{\kappa_{y1} \kappa_{y2} (a+b)^2}{v^2} - m(\kappa_{y1} a - \kappa_{y2} b);$$

$$a_3 = \frac{\kappa_{y1} a - \kappa_{y2} b}{v} (P_{\kappa1} + P_{\kappa2} - P_{\kappa p} - P_{f1} - P_{f2});$$

$I_1, I_2$  — момент инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей соответственно через середину передней и задней оси.

Согласно теореме Гурвица, устойчивость движения системы обеспечивается, если

$$a_1 > 0; \quad a_2 > 0; \quad a_3 > 0; \quad a_1 a_2 - a_3 a_0 > 0.$$

Первое условие выполняется при движении трактора передним ходом ( $v > 0$ ). Второе условие выполняется, если

$$b \kappa_{y2} \geq a \kappa_{y1}. \quad (6)$$

При выполнении неравенства (6) третье условие выполняется только в случае движения трактора по инерции ( $P_{\kappa1} = 0; P_{\kappa2} = 0$ ) либо в тормозном режиме ( $P_{\kappa1} < 0; P_{\kappa2} < 0$ ).

Раскрывая четвертое условие устойчивого движения трактора, получаем

$$\frac{I_1 \kappa_{y1} + I_2 \kappa_{y2}}{v^2} (a+b)^2 \kappa_{y1} \kappa_{y2} - m(a \kappa_{y1} - b \kappa_{y2}) \times \quad (7)$$

$$\times (I_1 \kappa_{y1} + I_2 \kappa_{y2} + I(P_{\kappa1} + P_{\kappa2} - P_{\kappa p} - P_{f1} - P_{f2})) > 0.$$

Если первые три условия выполняются, то неравенство (7) удовлетворяется, когда

$$|P_{к1} + P_{к2} - P_{кр} - P_{f1} - P_{f2}| = |P| \leq \frac{I_1 k_{y1} + I_2 k_{y2}}{I}. \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что при равномерном распределении касательной силы тяги по колесам ведущих осей увеличение крюковой нагрузки способствует устойчивости движения. При движении трактора по инерции либо при резком торможении (усилие в сцепке становится толкающим) условие (8) обычно не выполняется и движение трактора становится неустойчивым.

Если одно из указанных выше условий не удовлетворяется, то, следовательно, имеется критическая скорость движения, которую определяем из выражения (7),

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{(a+b)^2 k_{y1} k_{y2}}{m |a k_{y1} - b k_{y2}|}} \sqrt{\frac{I_1 k_{y1} + I_2 k_{y2}}{I_1 k_{y1} + I_2 k_{y2} + IP}}. \quad (9)$$

В случае, если скорость трактора выше критической, то его движение становится неустойчивым. При движении трактора со скоростью, меньшей критической, его движение устойчиво.

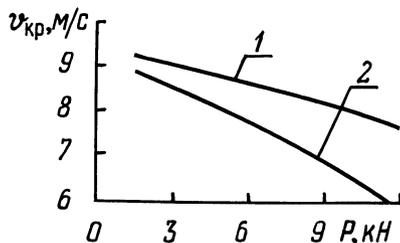


Рис. 1. Изменение критической скорости движения от силы тяги трактора кл. 14 кН:  
1 — трактор 4 x 4; 2 — трактор 4 x 2.

На рис. 1 показаны расчетные зависимости критической скорости движения от силы тяги трактора кл. 14 кН в агрегате с груженым прицепом 2-ПТС-4 (фон — асфальт).

Таким образом, движение трактора неустойчиво, если не выполняется какое-либо из указанных выше условий. Критическая скорость движения зависит от характера движения, массово-геометрических характеристик трактора, почвенно-дорожных условий и т.д.

### Литература

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. Ч. II. — Минск, 1977. — 384 с.

С.М.Белов, Н.В.Богдан, канд-ты техн. наук,  
М.П.Ивандиков, инж.  
(БПИ)

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ МЕЖДУ МОСТАМИ ТРАКТОРА С БЛОКИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ ДВИГАТЕЛЕМ

Использование двигателя внутреннего сгорания в качестве тормоза-замедлителя снижает энергонагруженность колесных тормозных механизмов. Такой вид торможения применяется для служебных торможений на горизонтальном участке дороги, а также для длительного торможения при движении на спуске. Известно, что машины с колесной формулой 4x4 и блокированным межосевым приводом на транспорте используются в варианте 4x2, однако целесообразность включения второго ведущего моста при торможении двигателем не изучена.

Тормозной момент двигателя при принудительном вращении коленчатого вала может быть определен по формуле [1]

$$M_T = 0,795 \cdot P_T V_h,$$

где  $P_T$  — среднее условное давление всех сопротивлений,  $\text{Н/м}^2$ ;  $V_h$  — литраж двигателя,  $\text{м}^3$ .

Среднее условное давление всех сопротивлений определяется обычно экспериментально для каждого двигателя и имеет следующий вид:

$$P_T = A + B C_{\Pi},$$

где  $A, B$  — коэффициенты, зависящие от типа и особенности двигателя,  $C_{\Pi}$  — средняя скорость поршня.

На распределение тормозного момента между мостами трактора, полученного от принудительного вращения вала двигателя, существенно влияет наличие кинематического несоответствия. Оно задается конструктивно у полноприводных тракторов класса 9-20 кН с целью автоматического включения межосевого привода при определенном буксовании колес основного моста. У других машин с блокированным приводом оно неизбежно появляется за счет допуска на изготовление шин, неодинаковых износов, перераспределения весовых нагрузок и т.д. Кинематическое несоответствие определяется по формуле [2]

$$K_H = 1 - \frac{r_1 i_2}{r_2 i_1}, \quad (1)$$

где  $r_1, r_2$  — радиусы переднего и заднего колес в ведомом режиме,  $i_1, i_2$  — передаточные числа трансмиссий переднего и заднего мостов для раздаточной коробки.

Тормозные моменты на передних и задних колесах трактора, приведенные к валу двигателя с учетом формулы (1), определяются выражением

$$M_1 = \frac{\gamma_1 (1 - K_H) g m_T \eta_1}{1,795 L_T i_1} (l_2 + j_T h_T);$$

$$M_2 = \frac{\gamma_2 r_2 g m_T \eta_2}{L_T i_2} (l_1 - \gamma_T h_T), \quad (2)$$

где  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_T$  – удельные тормозные силы переднего, заднего мостов и всего трактора,  $l_1, l_2$  – расстояние от переднего и заднего мостов трактора до центра масс,  $m_T$  – масса трактора,  $\eta_1, \eta_2$  – КПД трансмиссии трактора от переднего и заднего колес до вала двигателя,  $L_T$  – база трактора,  $h_T$  – координата центра масс.

Распределение моментов между мостами трактора, исходя из выражений (2), зависит от  $i_1, i_2$ , а также от величины  $M_T$ , который равен алгебраической сумме моментов на колесах трактора

$$M_T = M_1 + M_2.$$

Удельные тормозные силы переднего и заднего мостов трактора при условии, что скольжение колес происходит на первом участке кривой, характеризующей зависимость коэффициента сцепления от скольжения колес при торможении, будут [3]

$$\gamma_1 = \frac{\varphi_{\max}}{S_{\text{опт}}} S_1;$$

$$\gamma_2 = \frac{\varphi_{\max}}{S_{\text{опт}}} \left( \frac{S_1 - K_H}{1 - K_H} \right),$$

где  $\varphi_{\max}$  – максимальное значение коэффициента сцепления;  $S_{\text{опт}}$  – скольжение колес, соответствующее максимальному коэффициенту сцепления;  $S_1$  – скольжение передних колес.

Удельная тормозная сила трактора, выраженная через скольжение колес, определяется следующей зависимостью:

$$\gamma_T = \frac{\varphi_{\max} [S_1 L_T - K_H (l_2 S_1 + l_1)]}{L_T S_{\text{опт}} (1 - K_H) - h_T \varphi_{\max} (1 - S_1) K_H}.$$

На основании проведенного расчета установлено, что на распределение моментов между мостами трактора при торможении двигателем значительно влияет передаточное число трансмиссии (рис. 1). При этом моменты на переднем и заднем мостах пропорционально возрастают с увеличением тормозного момента двигателя. Наличие кинематического несоответствия приводит к тому, что на колесах переднего и заднего мостов трактора могут получаться разные по знаку моменты, например, для положительного  $K_H = 0,04$  на передних колесах создается тормозной момент, а на задних может быть как ве-

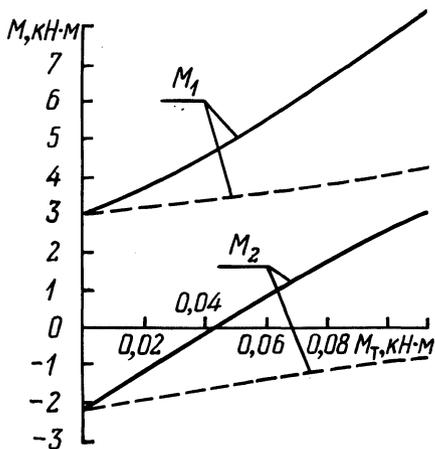


Рис. 1. Распределение моментов между мостами трактора МТЗ-142 при торможении двигателем в зависимости от его тормозного момента ( $K=0,04$ ):  
 — торможение на 1-й передаче 3-го диапазона ( $i_{кп} = 3,37$ ); - - - торможение на 4-й передаче 4-го диапазона ( $i_{кп} = 0,84$ ).

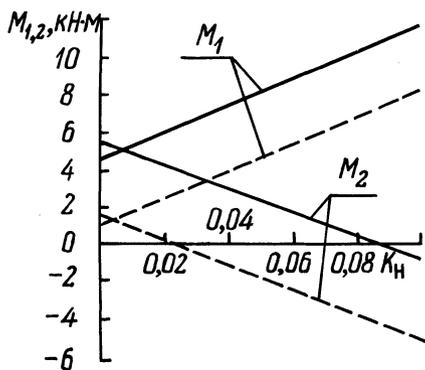


Рис. 2. Распределение моментов между мостами трактора МТЗ-142 при торможении двигателем в зависимости от кинематического несоответствия ( $M_T = 100 \text{ Н·м}$ ):  
 — при включенной 1-й передаче 4-го диапазона ( $i_{кп} = 3,37$ ); - - - при включенной 4-й передаче 4-го диапазона ( $i_{кп} = 0,84$ ).

дуций, так и тормозной момент. Знак и величина момента на задних колесах определяются величиной тормозного момента двигателя, передаточным числом трансмиссии и значением кинематического несоответствия.

Приведенные на рис. 2 зависимости моментов на мостах трактора от величины  $K_n$  при постоянном  $M_T = 100 \text{ Н}$  показывают, что с увеличением кинематического несоответствия тормозной момент на передних колесах возрастает, а на задних убывает. При этом величина ведущего момента на задних колесах трактора увеличивается с уменьшением передаточного числа коробки передач.

Проведенные экспериментальные исследования торможения тракторного поезда (МТЗ — 142 + 2ПТС — 6) двигателем на асфальтированном горизонтальном участке дороги показали, что замедление поезда было в пределах  $0,5-0,7 \text{ м/с}^2$ . На колесах переднего моста трактора возникал тормозной момент, равный  $7 \text{ кН·м}$ , а на задних колесах момент практически отсутствовал. Это свидетельствует о существенном влиянии кинематического несоответствия на распределение моментов.

Увеличение момента сопротивления двигателя привело бы в дальнейшем к пропорциональному возрастанию моментов на обоих мостах. При этом сцепной вес, приходящийся на передний мост, использовался бы раньше, чем на заднем, а блокирование мостов трактора произошло бы одновременно при полном использовании сцепного веса трактора.

В связи с этим подключение второго ведущего моста при торможении двигателем наиболее целесообразно осуществлять на дорогах с низким коэффициентом сцепления, что способствует исключению блокирования заднего моста трактора и как следствие повышению эффективности торможения.

### Литература

1. Ленин И.М. Теория автомобильных двигателей. — М., 1958, с. 270.
2. Кабанов В.И., Лефаров А.Х. Кинематическое несоответствие в заблокированном силовом приводе машин типа 4 x 4. — В сб.: Автотракторостроение: Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып. 11, с. 81–86.
3. Богдан Н.В., Расолько А.М., Романчик Е.А. Методика исследования распределения тормозных сил по осям полноприводного трактора. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып. 12, с. 12–16.

УДК 629.114.2

В.П.Бойков, инж., А.Л.Хилько, инж.  
(БПИ)

### К ВОПРОСУ О ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ВОДИТЕЛЯ ТРАКТОРА МТЗ-80

Под вибронгруженностью понимается уровень низкочастотных колебаний, испытываемых водителем при движении трактора, главная причина которых — микронеровности дорог и сельскохозяйственных полей.

Основным критерием при оценке качества поддрессоривания мобильных машин является среднеквадратичное значение ускорений, действующих на водителя, которое не должно превышать допустимое. Как известно, характер воздействия низкочастотных колебаний на человека зависит от частоты. В связи с этим ГОСТ 12.2.019-76 "Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности" предусматривает оценивать вибронгруженность водителя в диапазонах частот, так называемых третьоктавных полосах частот. Допускается проводить оценку и по октавным полосам частот (октавам). В указанном ГОСТе приведены допустимые среднеквадратичные значения вертикальных и горизонтальных ускорений на сиденье водителя в семи октавах, охватывающих диапазон частот 5,6–565,6 1/с для двух типов машин — серийных и модернизируемых и вновь проектируемых.

Цель данной работы — оценить вибронгруженность водителя и эффективность подвески сиденья трактора МТЗ-80 в соответствии с ГОСТ 12.2.019-76, так как имеющиеся в литературе данные, например работа [1], касаются прежде действовавших методов оценки.

В качестве расчетной модели с учетом общепринятых допущений [1] нами была взята двухмассовая динамическая система, а при оценке качества подвески сиденья — одномассовая. Параметры моделей приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1. Параметры расчетных моделей

Параметры	Модель	
	двухмассовая	одномассовая
Масса остова трактора, приходящаяся на задние колеса, т	2,22	2,30
Масса водителя с сиденьем *, т	0,08	—
Жесткость задних шин, кН/м	700	700
Коэффициент сопротивления задних шин, кНс/м	7,22	7,22
Жесткость подвески сиденья, кН/м	7,50	—
Коэффициент сопротивления подвески сиденья, кНс/м	0,47	—

\* Считается, что 20% веса водителя передается через ноги на остов трактора.

Принятые модели позволяют оценить вибронегруженность водителя лишь в вертикальном направлении, но именно вертикальные колебания преобладают в реальных условиях эксплуатации.

Параметры вибрации рассчитывались с применением методов спектральной теории поддрессоривания, так как расчетные модели являются линейными. Величина среднеквадратичных ускорений определялась по формуле [2]

$$\sigma_{\ddot{x}} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\ddot{x}}(\omega) d\omega},$$

где  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  — спектральная плотность вертикальных ускорений на сиденье водителя.

При вычислении интеграла использовался численный метод интегрирования — метод Симпсона, шаг интегрирования был равен 0,4 1/с. Благодаря сходимости подынтегральной функции верхний предел интегрирования заменялся конкретным значением частоты. Для двухмассовой системы это значение равно 35,2 1/с (соответствует верхней границе третьей октавы), для одномассовой — 70,4 1/с (соответствует верхней границе четвертой октавы). Увеличение указанных значений, равно как и уменьшение шага интегрирования, не приводит к существенному изменению результатов, вызывая лишь неоправданное возрастание затрат времени.

При расчете колебаний водителя учитывалась сглаживающая способность шин по методике, изложенной в работе [3]. При этом длина площадки контакта шины с профилем пути в статическом положении определялась по формуле [4]

$$2a = 0,75 \sqrt{R_0^2 - (R_0 - H_z)^2},$$

где  $R_0$  — свободный радиус шины (для задних шин трактора МТЗ-80 15,5-38 мод. Ф-2А  $R_0 = 0,785$  м);  $H_z$  — нормальная статическая деформация шины. Для нашего случая  $a = 0,168$  м.

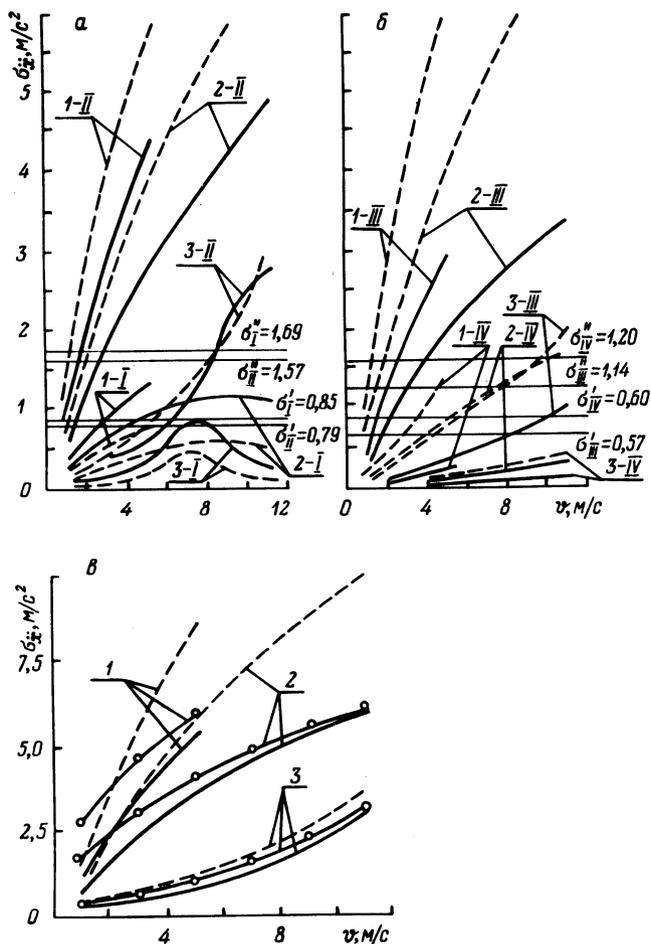


Рис. 1. Зависимость среднеквадратичных значений вертикальных ускорений на сиденье водителя от скорости при движении трактора по стерне (1), грунтовой дороге (2) и асфальтированному шоссе (3):

а) I - в первой октаве (5,6-8,8 1/с), II - во второй (8,8-17,6 1/с); б) III - в третьей (17,6-35,2 1/с), IV - в четвертой (35,2-70,4 1/с); в) в диапазоне частот 0...  $\infty$  1/с; — — — — — двухмассовая модель (сиденье водителя поддрессоренное), - - - - - одномассовая (сиденье неподдрессоренное),  $\circ$ - $\circ$  — — — — — двухмассовая, без учета сглаживающей способности шин;  $\sigma^i$  — допустимые значения для вновь проектируемых машин,  $\sigma^*$  — для серийных и модернизируемых.

Т а б л и ц а 2. Характеристики неровностей

Фон	Параметры		
	$\sigma$ , м	$\alpha$ , 1/м	$\beta$ , 1/м
Стерня (против направления уборки)	0,035	0,53	0,33
Грунтовая дорога	0,0212	0,58	0,63
Асфальтированное шоссе	0,00815	0,13	1,05

П р и м е ч а н и е.  $\sigma$  – среднее квадратичное значение высот неровностей микропрофиля;  $\alpha$ ,  $\beta$  – коэффициенты корреляционной связи при единичной скорости движения.

В качестве возмущающего воздействия были приняты случайные микропрофили, описываемые экспоненциально-косинусоидальной корреляционной функцией с параметрами, приведенными в табл. 2 [5].

Результаты расчетов приведены на рис. 1. Видно, что система поддрессирования трактора МТЗ-80 не обеспечивает необходимой виброзащиты водителя. Допустимые скорости движения ниже скоростных возможностей самого трактора. Допустимой следует считать такую скорость движения, при которой хотя бы в одной октаве уровень вибрации достигает значения допустимого. Анализ показывает, что лимитирующим является допустимый уровень ускорений во второй октаве (рис. 1, а). Допустимые скорости при движении по стерне, грунтовой дороге и асфальтированному шоссе при оценке по  $\sigma''$  равны 1,6, 2,5 и 8,2 м/с. При оценке же по  $\sigma'$  эти скорости еще меньше и составляют соответственно 0,9, 1,3 и 5,8 м/с.

Применение поддрессоренного сиденья способствует снижению вибронагруженности водителя во второй, третьей и четвертой октавах, а также общего уровня вибраций, т.е. во всем диапазоне частот. Но если в четвертой октаве подвеска сиденья обеспечивает требуемый уровень ускорений (рис. 1, б), то во второй и третьей октавах ее эффективность явно недостаточна. В первой октаве применение подвески сиденья приводит к росту ускорений. И хотя они и не превышают допустимого уровня для серийных машин  $\sigma''$ , но превосходят уровень  $\sigma'$ , на который, по нашему мнению, следует ориентироваться и при оценке систем поддрессирования серийных и модернизируемых машин.

Сравнивая результаты расчетов с учетом и без учета сглаживающей способности шин (рис. 1, в), можно отметить, что расхождение тем больше, чем меньше скорость движения и больше среднее квадратичная высота неровностей микропрофиля пути при неизменных параметрах модели.

В ы ы в о д ы. 1. Энергетический спектр вертикальных ускорений на сиденье водителя охватывает диапазон частот 0–35 1/с при поддрессоренном сиденье и 0–70 1/с – при неподдрессоренном.

2. Система поддрессирования трактора МТЗ-80 не обеспечивает необходимой виброзащиты водителя.

3. При  $\sigma \leq 0,01$  м во всем диапазоне скоростей и  $0,010 < \sigma \leq 0,022$  м при  $v \geq 7$  м/с сглаживающей способностью шин при расчете вертикальных ускорений на сиденье водителя трактора МТЗ-80 можно пренебречь.

## Литература

1. Гуськов В.В., Артемьев П.П. Вероятностный анализ скоростей движения тракторных поездов класса 1,4 тс. – В сб.: Автотракторостроение: Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып. 9, с. 91–96. 2. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. – М., 1972, с. 118. 3. Динамика системы дорога–шина–автомобиль–водитель/Под ред. А.А.Хачатурова. – М., 1976, с. 250–252. 4. Бойков В.П. Исследование упругих характеристик тракторных шин для решения задач динамики машинно-тракторных агрегатов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1978, с. 9. 5. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М., 1973, с. 136–137.

УДК 629.114.2.02.073

В.В.Гуськов, д-р техн.наук,  
А.В.Войтиков, канд.техн.наук  
(БПИ)

### КУРСОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ НА СКЛОНЕ

Трактор – ведущее звено машинно-тракторного агрегата (МТА). Он в значительной степени определяет характер движения МТА в целом. Сползание и увод шин колес обуславливает движение трактора под углом к заданному курсу, что уменьшает реально используемую ширину захвата агрегата, а также снижает качество и производительность выполняемых работ.

Нами исследовалась курсовая устойчивость трактора МТЗ-82К при работе с навесным плугом и культиватором. При этом на тракторе установлены специально разработанные устройства для поворота задних ведущих колес.

Для оценки курсовой устойчивости МТА принята величина его среднеинтегрального коридора движения ( $КД_{и}$ ):

$$КД_{и} = \frac{1}{t_k - t_0} \int_{t_0}^{t_k} КД dt, \quad (1)$$

где  $КД$  – текущее значение коридора движения с начала ( $t_0$ ) до окончания ( $t_k$ ) прохождения зачетного участка.

Тогда условие обеспечения МТА достаточной курсовой устойчивости примет вид

$$КД_{и} + \sigma(КД_{и}) \leq КДД, \quad (2)$$

где  $\sigma(КД_{и})$  – среднеквадратическое отклонение текущих значений коридора движения от его среднеинтегрального значения;  $КДД$  – максимально допустимое значение коридора движения.

На основании рассмотрения движения тракторного агрегата в между-рядьях получено, что величина допустимого увеличения коридора движения

трактора по отношению к его поперечному габариту не должна превышать 0,26 м (при колее 1,8 м и шинах задних колес 13,6/12-38").

Установлено, что исследуемый трактор, имеющий только передние управляемые колеса, при работе с навесным плугом ПН-3-35 обладает достаточной курсовой устойчивостью независимо от работы системы автоматической стабилизации (САС) остова на склонах крутизной до 0,261 рад. Это обусловлено тем, что рабочие органы плуга, заглубленные в землю, создают дополнительные боковые реакции почвы, действие которых в сочетании с упором боковой поверхности шин в борозду приводит к стабилизации движения МТА. Текущие значения курсовых углов трактора при пахоте склонов крутизной до 0,261 рад находятся в диапазоне  $\pm 0,0435$  рад. Различия в работе на этих сельскохозяйственных операциях трактора с САС остова и без нее проявляются в значениях углов поворота передних колес, необходимых для его движения вдоль борозды. Их величины составляют ( $\alpha = 0,261$  рад) в первом случае 0—0,26 рад, а во втором — 0,12—0,40 рад. При пахоте склонов крутизной 0,261 рад и в случае общего крена трактора превышает 0,342 рад.

Определяющий фактор, влияющий на курсовую устойчивость трактора на пахоте, — прямолинейность борозды после первого прохода. Установлено, что поворот задних колес трактора приводит к некоторому улучшению прямолинейности борозды. При этом текущие значения курсового угла уменьшаются до  $\pm 0,017$ —0,026 рад, а действительная ширина захвата агрегата увеличивается на 0,04—0,07 м (на склоне крутизной 0,261 рад), что приводит к росту производительности работы МТА на 4—7%. Оптимальные значения углов поворота задних колес не превышают 0,017—0,034 рад для трактора с стабилизацией остова и 0,034—0,051 рад — без стабилизации.

Условия работы трактора при агрегатировании с навесным культиватором отличаются от его работы с плугом. Немаловажную роль при этом играют твердость и структура почвенного фона, а также то, что рабочие органы культиватора в меньшей степени, чем плуга, удерживают трактор от боковых перемещений. При культивации исследуемый трактор, имеющий только передние управляемые колеса, выходит из допустимого коридора на склонах крутизной свыше 0,14 рад (САС выкл.) и 0,21 рад (САС вкл.). В этом случае углы поворота передних колес трактора с системой стабилизации в 2,3—3,0 раза меньше, чем без нее.

Поворот вверх по склону задних ведущих колес трактора в сочетании с управлением передними колесами обеспечивает движение МТА (трактор с культиватором) внутри заданного коридора (рис. 1). Оптимальные углы поворота задних колес в данном случае на 20—25% меньше, чем для трактора с сельхозмашиной, и в 1,4—1,7 раза больше, чем при его работе с плугом. Кривые 1 и 2 (рис. 2) соответствуют движению МТА практически вдоль заданного курса, что обеспечивает, во-первых, увеличение реально используемой боковой ширины захвата и, во-вторых, повышает до 3—5% среднюю скорость движения при неизменном расходе топлива. Все это позволяет увеличить на 9% производительность работы МТА на склоне.

Результатом проведенных исследований явилось создание устройства автоматического поворота задних колес крутосклонного трактора [1]. С

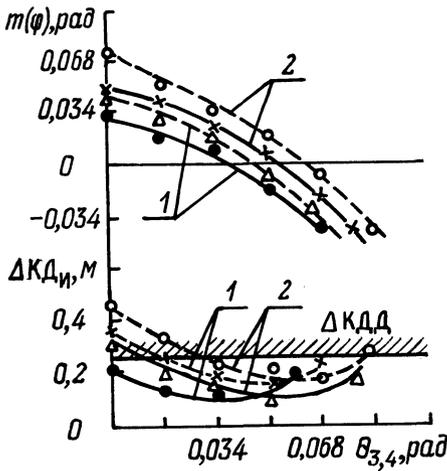


Рис. 1. Влияние поворота задних колес на математическое ожидание курсового угла и среднееинтегральный коридор движения трактора при агрегатировании с культиватором (1 —  $\alpha=0,174$  рад; 2 —  $\alpha=0,261$  рад; — САС вкл.; - - - САС выкл.).

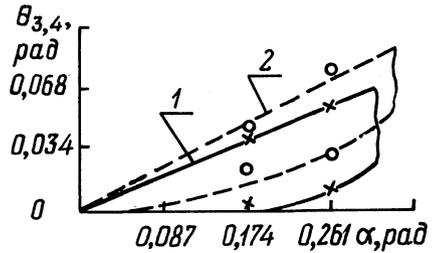


Рис. 2. Зависимости диапазонов углов поворота задних колес трактора, обеспечивающих при агрегатировании с культиватором движение внутри заданного коридора, от крутизны склона (— САС вкл.; - - - САС выкл.).

включают в себя шкворни 8 (рис. 3) с вилками 6,7, причем вилка 7 установлена с возможностью поворота на корпусе бортового редуктора 5, являющегося составной частью механизма стабилизации остова, и вертикальным 3 и продольным 2 рычагами шарнирно связана с остовом 12 трактора, образуя шарнирный параллелограмм. Вилка 6 смонтирована на оси 11 колеса 10, связанной шарниром с выходным валом 9 бортового редуктора, и через кронштейн 4 и тягу 1 шарнирно соединена с остовом трактора в точке крепления к нему продольного рычага 2. Тяга 1 выполнена длиннее продольного рычага 2, расположена над ним и образует с другими звеньями трапециевидальный шарнирный механизм.

При движении трактора по склону автоматически срабатывает механизм стабилизации остова, разворачивающий бортовые редукторы вокруг осей 13 в противоположные стороны, удерживая остов 12 вертикально независимо от крутизны склона. Рычаги 2 и 3 шарнирных параллелограммов поворачивают вилки 7 вместе со шкворнями 8 относительно корпусов 5 бортовых редукторов, устанавливая шкворни вертикально, а тяги 1 через кронштейны 4 поворачивают относительно шкворней вилки 6, а вместе с ними и колеса 10. Зависимость углов поворота задних колес от крутизны склона имеет вид параболической функции, крутизна которой зависит от линейных размеров тяг и рычагов, входящих в схему механизма поворота колес. Влияние почвенного фона, крюковой нагрузки, вида выполняемых сельхозработ корректируется в устройстве изменением длины тяг  $O_1B$  и АВ. Данными испытания-

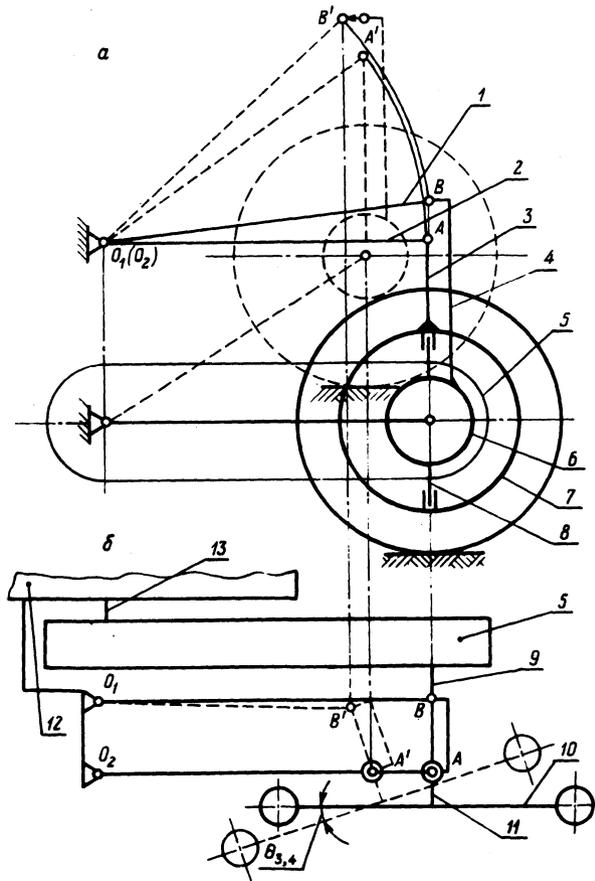


Рис. 3. Кинематика механизма автоматического поворота задних колес крутосклонного трактора:  
 а – вид сбоку; б – вид сверху.

ми подтверждена эффективность применения указанных устройств на тракторах, работающих на склонах.

### Литература

1. А.с. 604710 (СССР). Колесный трактор для работы на крутых склонах/В о й-тиков А.В., Амельченко П.А., М ю л л е р А.Г. и др. – Оpubл.в Б.И., 1978, № 16.

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ  
ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" КЛАССА 14 кН

В процессе торможения трактора, оборудованного серийной тормозной системой с механическим приводом, имеет место существенная неравномерность тормозных моментов на его колесах. Она обусловлена как неодинаковой податливостью приводов к тормозным механизмам правого и левого колес трактора, так и отклонениями коэффициентов трения фрикционных пар от номинальных значений. Вследствие того что кинематическое передаточное число механического тормозного привода зависит от суммарного осевого хода нажимных дисков [1], на величину неравномерности тормозных моментов влияют и неодинаковые износы элементов фрикционных пар левого и правого тормозных механизмов, а также технологические отклонения размеров их деталей.

По требованиям ГОСТ 22895-77 [2] неравномерность тормозных моментов не должна превышать 15%.

На рис. 1 изображены экспериментальные статические характеристики серийной тормозной системы трактора. В соответствии с инструкцией по эксплуатации тракторов МТЗ [3], регулировка тормозных механизмов должна производиться по одновременности блокирования колес. Статическая характеристика тормозной системы трактора, соответствующая такой регулировке, изображена на рис. 1а. Из анализа характеристики следует, что тормозной момент на левом колесе трактора начинает нарастать лишь в тот момент

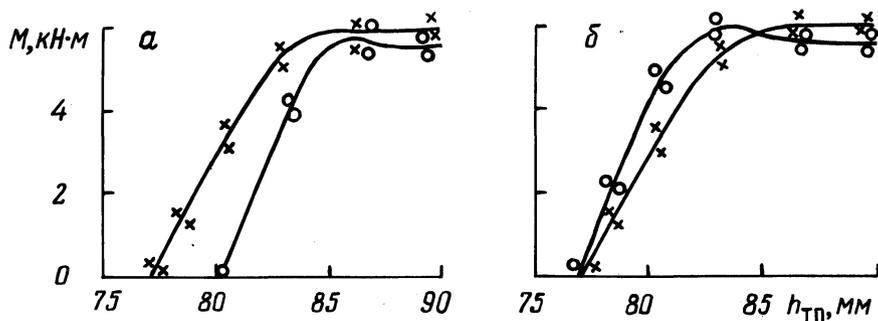


Рис. 1. Экспериментальные статические характеристики серийной тормозной системы трактора:

а — регулировка по одновременности блокирования колес; б — регулировка по одновременности начала срабатывания тормозных механизмов; х — правый тормозной механизм; о — левый тормозной механизм.

времени, когда тормозной момент на правом колесе достигает величины 3,2 кН·м. Это объясняется тем, что механический привод тормозного механизма левого колеса обладает значительно большей податливостью по сравнению с приводом тормозного механизма правого колеса. В результате при заблокированных тормозных педалях возникает большая разница в усилиях сжатия фрикционных пар механизмов. Тормозные моменты на колесах выравниваются лишь по достижении значений моментов по сцеплению колес с дорогой (т.е. при блокировке колес). Меньшую неравномерность тормозных моментов можно достичь при регулировке тормозной системы по одновременности начала срабатывания тормозных механизмов (рис. 1,б). При такой регулировке необходимо обеспечить различный свободный ход левой и правой тормозных педалей, но это приводит к неодновременности блокирования колес трактора. Кроме того, указанную регулировку можно произвести лишь при наличии специальной аппаратуры.

Ни первый, ни второй способы регулировки не могут обеспечить выполнение регламентированных требований в отношении неравномерности тормозных моментов.

Необходимо отметить, что любая регулировка серийной тормозной системы трактора быстро нарушается и после 15–20 торможений возникает необходимость в проведении новой регулировки.

Из рис. 1 следует, что нарастание тормозных моментов от нулевых до максимальных значений осуществляется при ходе тормозной педали 7–9 мм. Таким образом, свободный ход тормозной педали примерно в 10 раз превышает рабочий ход. Несмотря на то что тормозной момент на колесе пропорционален усилию на соответствующей тормозной педали, это обстоятельство создает значительные трудности в работе тракториста при определении им требуемой интенсивности торможения и наряду с неравномерностью тормозных моментов часто приводит к блокировке колес трактора даже при стремлении произвести служебное торможение.

В некоторой степени неравномерность тормозных моментов можно уменьшить, используя на тракторе гидрообъемный тормозной привод с уравнительным клапаном [4]. Однако использование такой конструкции не способствует повышению низких эксплуатационных качеств, присущих серийному дисковому тормозному механизму с самоусилением. Теоретическими и экспериментальными исследованиями выявлены следующие основные недостатки серийного тормозного механизма [5]:

1) существенная нестабильность тормозного момента при изменении коэффициента трения фрикционных пар и высокая чувствительность к изменению температур фрикционных элементов;

2) тормозной механизм может реализовать в среднем не более 30% потенциально возможного износа элементов фрикционных пар;

3) неравномерный радиальный износ фрикционных дисков, происходящий вследствие перекоса нажимных дисков из-за различных тормозных моментов на них;

4) резкое включение механизма, приводящее к высоким динамическим нагрузкам в трансмиссии при экстренных торможениях трактора;

5) в случае повреждения фрикционных накладок, а также даже при кратковременном нарушении условия  $\operatorname{tg} \alpha > \mu$  возможно заклинивание тормозного механизма и тяжелое дорожно-транспортное происшествие.

Кроме того, при использовании как механического, так и гидравлического тормозных приводов невозможно обеспечить согласованную работу тормозных систем трактора и прицепа состава, оборудованного пневматическим тормозным приводом.

Стабильность выходных параметров тормозного механизма можно оценивать по его характеристике [6], т.е. по зависимости коэффициента эффективности [7] от коэффициента трения фрикционных пар. Для расчета коэффициента эффективности тормозного механизма было получено следующее выражение [8]

$$k_T = \frac{4\mu i_{\text{пр}} \eta_M}{[1 + \mu R_{\text{ср}} (\frac{\mu_2}{R_1} + \frac{\mu_1}{r})] (\operatorname{tg} \alpha - \mu)}, \quad (1)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения фрикционных пар;  $i_{\text{пр}}$  и  $\eta_M$  — передаточное число и КПД тормозного привода от регулировочной тяги до нажимных дисков;  $R_{\text{ср}}$  — средний радиус трения фрикционных пар;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициенты трения на выступе корпуса и в шлицевом соединении фрикционных дисков с валом ведущей шестерни конечной передачи трактора;  $R_1$  и  $r$  — радиусы расположения выступа корпуса и приложения равнодействующей сил трения в шлицевом соединении;  $\alpha$  — угол подъема лунок нажимных дисков.

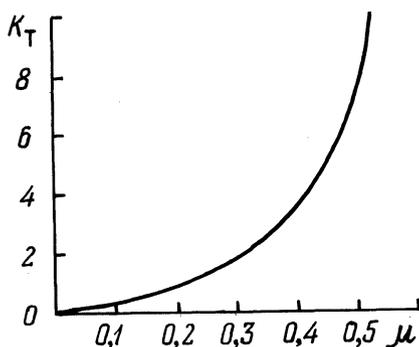


Рис. 2. Характеристика серийного тормозного механизма трактора.

Характеристика серийного тормозного механизма трактора, рассчитанная по уравнению (1), показана на рис. 2. Коэффициенты трения большинства фрикционных материалов, используемых в сухих тормозных механизмах автотранспортных средств, находятся в пределах 0,3–0,5 [8, 9, 10]. Даже в пределах одной партии фрикционных накладок допускаются отклонения величины коэффициента трения до 15%. Более стабильными выходными характеристиками обладает тот механизм, у которого зависимость  $k_T =$

$= k_T(\mu)$  в зоне допустимых изменений коэффициента трения является более пологой. Из анализа характеристики серийного тормозного механизма следует, что его коэффициент эффективности сильно зависит от  $\mu$ . Так, например, при изменении по каким-либо причинам  $\mu$  с 0,4 до 0,5 коэффициент эффективности, а следовательно, и тормозной момент изменяются более чем в 2 раза. Если  $\mu = \text{arctg } \alpha = 0,58$ , то коэффициент эффективности становится равным бесконечности, т.е. происходит заклинивание механизма. Такой дефект отмечается как при обкатке задних мостов тракторов на Минском тракторном заводе, так и в эксплуатационных условиях.

Все указанные в данной работе недостатки тормозной системы трактора можно устранить при использовании пневматического тормозного привода с дисковыми тормозными механизмами прямого действия, У разработанных и испытанных тормозных механизмов прямого действия [5] изменение коэффициента трения с 0,4 до 0,5 приводит к изменению коэффициента эффективности только лишь на 11%. Кроме того, эти механизмы не требуют регулировок и замены фрикционных дисков на протяжении всего срока эксплуатации трактора. Все это обуславливает целесообразность использования на тракторах МТЗ кл. 14 кН пневматической тормозной системы с дисковыми тормозными механизмами прямого действия.

### Литература

1. Жуковский Ю.М., Стринадко В.П. Определение коэффициента трения в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-50/80. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 80—84.
2. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования. Введ. 01.01.81 на срок до 01.01.86.
3. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л: Техническое описание и инструкция по эксплуатации. — Минск, 1977. — 352 с.
4. Рославлев В.Г., Шаповалов Ю.С. Тормозные системы зарубежных колесных тракторов. — М., 1971. — 51 с.
5. Жуковский Ю.М. Исследование характеристик тормозной системы тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — Минск, 1980. — 24 с.
6. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов. — М., 1965. — 118 с.
7. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.С. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочное пособие. — М., 1976. — 456 с.
8. Жуковский Ю.М. Исследование работы различных фрикционных материалов в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 77—82.
9. ГОСТ 1786-74. Накладки сцепления фрикционные асбестовые. Введ. с 01.01.75 на срок до 01.01.80.
10. ГОСТ 15960-70. Материалы асбестовые фрикционные эластичные. Введ. с 01.01.71.

## К ВОПРОСУ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА СО СКЛОНОМ

Основные задачи, которые приходится решать в процессе разработки конструкции специальных горных тракторов и агрегатируемых с ними машин, заключаются в том, чтобы приблизить к равнинным тягово-сцепные свойства и курсовое движение колеса на склоне, существенно зависящее от ширины образуемого на сминаемой поверхности последнего следа.

В качестве графической зависимости для описания профиля поперечного сечения протектора по беговой дорожке и впадинам примем квадратную параболу, как наиболее простую и вместе с тем дающую удовлетворительное совпадение с действительным по всей его ширине (расхождение, например, для шин задних колес тракторов "Беларусь" не превышает 1% (рис. 1 и 2 ).

$$y_1 = \frac{4d}{B^2} x^2, \quad (1)$$

где  $d$  и  $B$  – соответственно ордината крайней точки и ширина профиля беговой дорожки протектора.

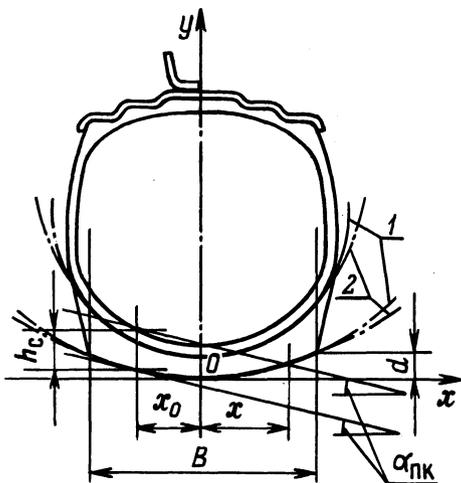


Рис. 1. К описанию профиля поперечного сечения протектора:

1 – окружность; 2 – парабола.

Уравнение профиля поперечного сечения поверхности склона

$$y_2 = - \operatorname{tg} \alpha_{\text{ПК}} X + b'', \quad (2)$$

где  $\alpha_{\text{ПК}}$  – угол склона.

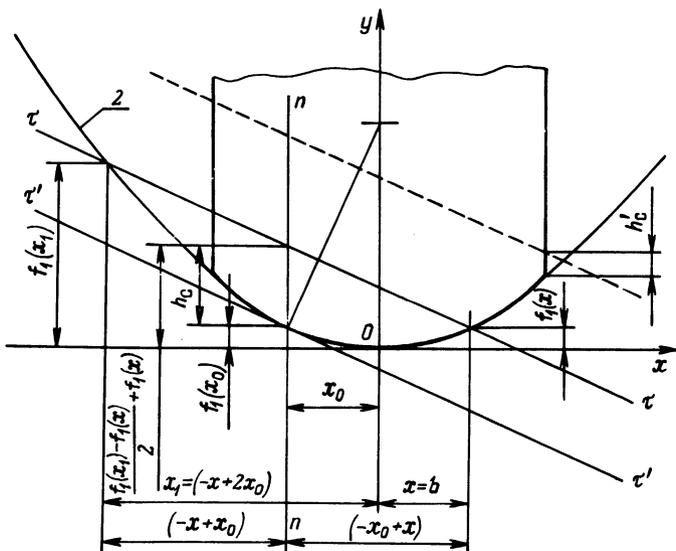


Рис. 2. К определению суммарной деформации шины и грунта:  
 $\tau' - \tau'$  — касательная к параболе в точке соприкосновения шины с поверхностью склона, совпадающая с профилем последнего до деформации;  $\tau - \tau$  — хорда, параллельная касательной, совпадающая с профилем склона по окончании деформации;  $n$  — диаметр параболы.

В момент соприкосновения беговой дорожки с поверхностью склона свободный член

$$b'' = \frac{4d}{B^2} x^2 + \operatorname{tg} \alpha_{\text{ПК}} x_0. \quad (3)$$

Абсциссу точки  $x_0$  соприкосновения рассматриваемых профилей получим, дифференцируя уравнение (1).

$$x_0 = - \frac{B^2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{ПК}}}{8d}. \quad (4)$$

Так как оси декартовой системы координат неподвижны относительно колеса, уравнение профиля беговой дорожки протектора без учета деформации останется прежним и после взаимного перемещения колеса и поверхности склона по вертикали в процессе совместной деформации шины и грунта. Уравнение же профиля поверхности склона в новом положении системы координат отличается от уравнения (2) на некоторую величину  $h_c$ , равную максимальной суммарной деформации шины и грунта:

$$h_c = \frac{4d}{B^2} (b - x_0)^2, \quad (5)$$

где  $b$  — абсцисса точки пересечения профилей.

Вычитая (1) из (2) с учетом выражений (3) — (5), получим уравнение для суммарной деформации шины и грунта по ширине следа в рассматриваемом сечении:

$$h_c^x = \frac{4d}{B^2} (b^2 - x^2) + (b-x) \operatorname{tg} \alpha_{\text{ПК}} + h_c^1, \quad (6)$$

где  $h_c^1$  — минимальная суммарная деформация шины и грунта, равная нулю при  $B_\alpha \leq B$ ;  $B_\alpha$  — ширина следа.

Экспериментально установлено, что наклон опорной плоскости увеличивает длину пятна контакта шины [1]. Это свидетельствует о возрастании ее радиальной деформации. Принимая во внимание также зависимость от угла склона ширины пятна контакта, можно предположить существование функциональной зависимости между коэффициентом нормальной жесткости и шириной пятна контакта шины.

Коэффициент нормальной жесткости на основании формулы Хейдекеля

$$C = \pi p_W \sqrt{KBD}, \quad (7)$$

где  $p_W$  — внутришинное давление;  $D$  — свободный диаметр колеса;  $KB$  — произведение, заменяющее в формуле Хейдекеля ширину профиля шины;  $K$  — коэффициент, устанавливающий взаимосвязь между ширинами беговой дорожки протектора (следа) и профиля шины.

Коэффициент нормальной жесткости шины на наклонной плоскости

$$C_\alpha = \pi p_W \sqrt{K_\alpha B_\alpha D_\alpha}, \quad (8)$$

где  $K_\alpha$  и  $D_\alpha$  — коэффициент пропорциональности, аналогичный  $K$ , и свободный диаметр колеса на склоне.

Различие между  $D$  и  $D_\alpha$  не превышает 2–3% [2], что дает основание считать их практически равными. Приняв такое допущение и в отношении коэффициентов  $K$  и  $K_\alpha$  и вычислив отношение  $C/C_\alpha$ , выразим из него

$$C_\alpha = C \sqrt{\frac{B_\alpha}{B}}. \quad (9)$$

Расчленив участок  $ab$  зоны суммарных деформаций шины и грунта на  $n$  равных интервалов, вычислим элементарную результирующую опорных реакций для  $h$ -го сечения в функции радиальной деформации шины  $h_{\text{ш}}^x$  (рис. 3)

$$dY = h_{\text{ш}}^x \frac{C_\alpha}{B} dx. \quad (10)$$

Элементарная результирующая опорных реакций для  $k$ -го сечения в функции, вертикальной деформации грунта  $h_{\text{г}}^x$  по В.В.Гуськову [3]

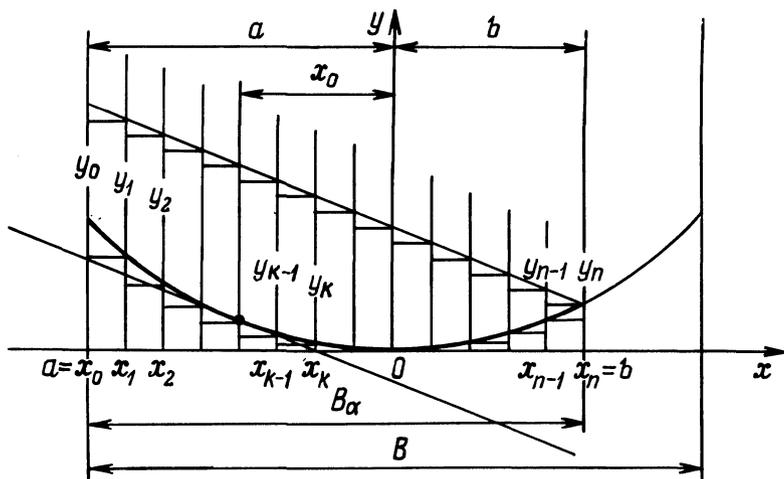


Рис. 3. К определению радиальной деформации шины.

$$dY = k_K h_{\Pi}^X \sqrt{2r_{\Pi}^X h_{\Pi}^X} dx, \quad (11)$$

где  $k_K$  — коэффициент объемного смятия грунта;  $r_{\Pi}^X$  — приведенный к эластичному радиус жесткого колеса в  $k$ -м сечении.

Принтегрируем выражения (10) и (11) в конечном интервале с учетом (9).

$$Y = \int_a^b \frac{C h_{\Pi}^X}{\sqrt{B_{\alpha} B}} dx; \quad (12)$$

$$Y = \int_a^b k_K h_{\Pi}^X \sqrt{2r_{\Pi}^X h_{\Pi}^X} dx. \quad (13)$$

Очевидно, что с учетом наличия на шине грунтозацепов выражение (13) примет вид

$$Y = k_K \int_a^b [f h_{\Pi}^X \sqrt{2r_{\Pi}^X h_{\Pi}^X} + (1-f) (h_{\Pi}^X - h_3) \sqrt{2(r_{\Pi}^X - h_3) (h_{\Pi}^X - h_3)}] dx, \quad (14)$$

где  $f$  — коэффициент насыщенности пятна контакта грунтозацепами;  $h_3$  — высота грунтозацепа.

Известно, что [3]

$$2r_{\Pi}^X = D \left( 1 + \frac{h_{\Pi}^X}{h_{\Pi}^X} \right). \quad (15)$$

Приравнивая правые части уравнений (10) и (14), убеждаемся в равенстве их подынтегральных функций, из которого, учитывая, что  $h_{II}^x = h_c^x - h_{III}^x$ ,

$$h_{III}^x = \frac{k_K [f\sqrt{D(h_c^x)^3} + (1-f)\sqrt{(D-2h_3)(h_c^x - h_3)^3}] \sqrt{B_\alpha B}}{C + k_K [f\sqrt{Dh_c^x} + (1-f)\sqrt{(D-2h_3)(h_c^x - h_3)}] \sqrt{B_\alpha B}} \quad (16)$$

Если в рассматриваемом сечении  $h_3 \geq h_{II}^x$ , т.е. смятие грунта по вертикали во впадинах отсутствует,

$$h_{III}^x = \frac{fk_K \sqrt{DBB_\alpha} (h_c^x)^3}{C + fk_K \sqrt{DBB_\alpha} h_c^x} \quad (17)$$

Для вычисления верхнего и нижнего пределов определенного интеграла (12) воспользуемся свойством диаметра параболы делить пополам хорду, параллельную касательной, проведенной в конце диаметра (рис. 3). Возможны 3 случая:

$$\begin{aligned} b &= \frac{B_\alpha}{2} + x_0 \quad \text{и} \quad a = -\frac{B_\alpha}{2} + x_0 \quad \text{при} \quad x_0 > -\frac{B}{2} + \frac{B_\alpha}{2}; \\ b &= B_\alpha - \frac{B}{2} \quad \text{и} \quad a = -\frac{B}{2} \quad \text{при} \quad x_0 \leq -\frac{B}{2} + \frac{B_\alpha}{2}; \\ b &= +\frac{B}{2} \quad \text{и} \quad a = -\frac{B}{2} \quad \text{при} \quad B_\alpha = B. \end{aligned}$$

Применить формулу Ньютона–Лейбница для вычисления интеграла (12) не представляется возможным в виду сложности подынтегральной функции, а следовательно, и отыскания ее первообразной, что вынуждает обратиться к методам численного интегрирования на ЭВМ. При этом ширина пятна контакта (следа)  $B_\alpha$  или минимальная суммарная деформация шины и грунта  $h_c^x$ , когда  $B_\alpha = B$ , будет определена непосредственно как функция нагрузки на колесо, нормальной жесткости шины, насыщенности пятна контакта грунтозацепами, коэффициента объемного смятия грунта, конструктивных параметров протектора.

### Литература

1. Я к у б о в и ч А.И. Исследование тягово-сцепных качеств крутосклонного трактора кл. 14 тс со всеми ведущими стабилизируемыми колесами: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1974 – 21 с. 2. Х у х у н и Т.В., Г о г е л и д з е Г.Д., Ш а и ш м е л а ш в и л и Г.И. Некоторые вопросы качения колеса склонохода. – Тбилиси, 1976. – 98 с. 3. Г у с ь к о в В.В. Тракторы: Теория, – Минск, 1977, ч. II. – 384 с.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ОБЛАСТИ КОНТАКТА ЖЕСТКОГО КОЛЕСА С ДЕФОРМИРУЕМЫМ ГРУНТОМ

При качении колеса по деформируемому грунту в области контакта возникают нормальные и касательные напряжения. Характер их распределения зависит от нагрузки, размеров, геометрии, конструкции и упругих свойств шины, а также от упругих свойств грунта, характера движения колеса (с буксованием, без буксования).

В литературе по взаимодействию колеса с грунтом авторами предлагаются различные зависимости напряжения от деформации грунта [1–3]. В большинстве случаев это нелинейные законы, не позволяющие в точной постановке решать задачи деформации грунта под колесом. Однако приближенное решение задачи с помощью ЭВМ возможно, аппроксимируя на отдельных участках кривую зависимости деформаций грунта от напряжения прямыми линиями. Для этого важно решить задачу о деформации грунта под колесом в упругой постановке. В случае если кривая деформации будет разбита на ряд прямолинейных участков, то решение задачи сводится к решению ряда краевых задач с заданными на поверхности деформациями или напряжениями. В первом приближении считаем колесо абсолютно жестким. Допустим, что заданы перемещения грунта под колесом  $U, V, W$  как функции от координат  $X, Y$  (рис. 1). Оси координат  $X$  и  $Y$  расположены на поверхности грунта. Ось  $OX$  направлена по линии пересечения средней плоскости вращения колеса с горизонтальной поверхностью грунта в сторону движения колеса.

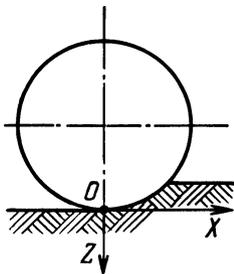


Рис. 1. Схема расположения осей координат.

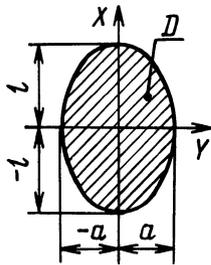


Рис. 2. След колеса в плане.

$U, V, W$  — перемещение частиц грунта соответственно по осям  $OX, OY, OZ$ . В предположении, что грунт является упругим, перемещения  $U, V, W$  должны удовлетворять уравнениям Ламе.

$$\nabla U + (K + 1) \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0;$$

$$\begin{aligned} \nabla V + (K+1) \frac{\partial \theta}{\partial Y} &= 0; \\ \nabla W + (K+1) \frac{\partial \theta}{\partial Z} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $K = \frac{\lambda}{\mu}$ ;  $\lambda = \frac{E \sigma}{(1+\sigma)(1-2\sigma)}$ ;  $\mu = \frac{E}{2(1+\sigma)}$ ,  $E$  – модуль Юнга,  $\sigma$  – коэффициент Пуассона.

Уравнения (1) написаны в предположении того, что отсутствуют объемные силы, которые по сравнению с действующими силами пренебрежимо малы:

$\theta = \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z}$  – объемная деформация;  $\nabla$  – оператор Лапласа.

Общее решение уравнений (1) имеет вид

$$\begin{aligned} U &= \varphi_1 + Z \frac{\partial \psi}{\partial X}; \\ V &= \varphi_2 + Z \frac{\partial \psi}{\partial Y}; \\ W &= \varphi_3 + Z \frac{\partial \psi}{\partial Z}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – произвольные гармонические функции от координат  $X, Y, Z$ , а функция  $\psi(X, Y, Z)$  определяется из уравнения

$$\frac{\partial \psi}{\partial Z} = \frac{K+1}{K+3} \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial X} + \frac{\partial \varphi_2}{\partial Y} + \frac{\partial \varphi_3}{\partial Z} \right). \quad (3)$$

Полагаем, что на поверхности грунта (при  $Z = 0$ ) заданы перемещения

$$\begin{aligned} U_0 &= f_1(X, Y); \\ V_0 &= f_2(X, Y); \\ W_0 &= f_3(X, Y). \end{aligned} \quad (4)$$

Следовательно, задача сводится к нахождению гармонических функций  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ , удовлетворяющих условиям

$$\begin{aligned} \varphi_1(X, Y, 0) &= f_1(X, Y); \\ \varphi_2(X, Y, 0) &= f_2(X, Y); \\ \varphi_3(X, Y, 0) &= f_3(X, Y). \end{aligned} \quad (5)$$

Допустим, что след колеса в плане представляет собой некоторую область (D) (рис. 2).

Полагаем, что функции  $f_k(X, Y)$  (5) обладают необходимым условием разложения их в двукратный ряд Фурье по  $X$  и  $Y$  в области  $(D)$ . Тогда любая из трех функций (5) может быть представлена в виде

$$f_k(X, Y) = \frac{4}{al} \sum_{\nu=0}^{\infty} \sum_{\epsilon=0}^{\infty} [(M_{\epsilon\nu k} \sin \frac{\epsilon\pi}{a} Y + D_{\epsilon\nu k} \cos \frac{\epsilon\pi}{a} Y) \sin \frac{\nu\pi}{l} X + (N_{\epsilon\nu k} \sin \frac{\epsilon\pi}{a} Y + F_{\epsilon\nu k} \cos \frac{\epsilon\pi}{a} Y) \cos \frac{\nu\pi}{l} X],$$

где

$$M_{\epsilon\nu k} = \int_0^a \int_0^l [f_k(\xi, Y) \sin \frac{\nu\pi}{l} \xi d\xi] \sin \frac{\epsilon\pi}{a} Y dY;$$

$$D_{\epsilon\nu k} = \int_0^a \int_0^l [f_k(\xi, Y) \sin \frac{\nu\pi}{l} \xi d\xi] \cos \frac{\epsilon\pi}{a} Y dY;$$

$$N_{\epsilon\nu k} = \int_0^a \int_0^l [f_k(\xi, Y) \cos \frac{\nu\pi}{l} \xi d\xi] \sin \frac{\epsilon\pi}{a} Y dY;$$

$$F_{\epsilon\nu k} = \int_0^a \int_0^l [f_k(\xi, Y) \cos \frac{\nu\pi}{l} \xi d\xi] \cos \frac{\epsilon\pi}{a} Y dY.$$

А соответствующая ей гармоническая функция будет иметь вид

$$\varphi_k(X, Y, Z) = \frac{4}{al} \sum_{\nu=0}^{\infty} \sum_{\epsilon=0}^{\infty} [(M_{\epsilon\nu k} \sin \frac{\epsilon\pi}{a} Y + D_{\epsilon\nu k} \cos \frac{\epsilon\pi}{a} Y) \sin \frac{\nu\pi}{l} X + (N_{\epsilon\nu k} \sin \frac{\epsilon\pi}{a} Y + F_{\epsilon\nu k} \cos \frac{\epsilon\pi}{a} Y) \cos \frac{\nu\pi}{l} X] \exp[-\pi \sqrt{(\frac{\epsilon}{a})^2 + (\frac{\nu}{l})^2} Z]$$

$k = (1, 2, 3)$ .

После того как найдены функции  $\varphi_1, \varphi_2$  и  $\varphi_3$ , из уравнения (3) может быть определена функция  $\psi$ , а по формулам (2) – перемещения  $U, V, W$ .

Далее по известным из теории формулам можно определить компоненты деформации и напряжения при  $Z = 0$ , т.е. области контакта колеса с грунтом. Данный метод позволяет определять напряжения по глубине.

### Литература

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. Минск, 1977, ч. II, с. 8–20.
2. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М., 1972, с. 30–60.
3. Амарян Л.С. Прочность и деформируемость торфяных грунтов. – М., 1969, с. 10–18.

В.П.Зарецкий, инж., В.В.Яцкевич,  
канд.техн.наук (БПИ),  
В.Ф.Пронько,  
инж. (МТЗ)

## К ВОПРОСУ СТАБИЛИЗАЦИИ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ КРУТОСКЛОННЫХ ТРАКТОРОВ

Для механизации горного земледелия создаются тракторы с повышенной поперечной устойчивостью, которая достигается снижением положения центра тяжести и уширением колеи у равнинных тракторов или созданием тракторов со специальными ходовыми системами, обеспечивающими вертикальное положение остова на склоне. Среди последних наибольшее распространение получили тракторы, у которых стабилизация остова на склоне осуществляется путем перемещения передних и задних колес относительно остова по высоте. Причем колеса противоположных бортов перемещаются в противоположные стороны на одинаковую величину [1].

При стабилизации остова таких тракторов агротехнический просвет в зоне верхних и нижних по склону рядков пропашных культур изменяется в функции крутизны склона (рис. 1).

$$A_B = A - 0,5B_M \sin \alpha; \quad (1)$$

$$A_H = A + 0,5B_M \sin \alpha, \quad (2)$$

где  $A_B$  — агротехнический просвет в зоне верхнего по склону рядка;  $A$  — агротехнический просвет на горизонтальной поверхности;  $A_H$  — агротехнический просвет в зоне нижнего по склону рядка;  $B_M$  — ширина междурядий пропашных культур;  $\alpha$  — угол поперечного склона.

Агротехнический просвет в зоне рядка, расположенного выше по склону (при ширине междурядий  $B_M = 0,7$  м на склоне  $\alpha = 0,35$  рад), уменьшается на 0,12 м. Это составляет 22% агротехнического просвета горизонтальной поверхности (рис. 3).

Кроме того, стабилизация остова трактора перемещением вверх-вниз колес обоих бортов с минимальной колеей  $B = 1,4$  м, применяемой при обработке пропашных культур, уменьшает пространство, предназначенное для установки кабины.

Избежать этих недостатков позволяет стабилизация остова и ходовой части крутосклонного трактора путем перемещения только нижерасположенного по склону колеса при неподвижном верхнем (стабилизация остова одним бортом) (рис. 2).

При такой стабилизации остова трактора агротехнический просвет в зоне вышерасположенного по склону рядка

$$A_B = A + 0,5 \left( \frac{B}{\cos \alpha} - B_M \right) \sin \alpha, \quad (3)$$

а нижерасположенного

$$A_H = A + 0,5 \left( \frac{B}{\cos \alpha} + B_M \right) \sin \alpha, \quad (4)$$

где  $B$  – колея трактора.

Полученные зависимости справедливы в случае, когда выходным параметром системы автоматической стабилизации трактора является вертикальное положение остова и ходовой части. Для повышения устойчивости против опрокидывания и улучшения показателей курсового движения остова и ходовую часть трактора наклоняют в сторону вершины склона [2].

Агротехнические просветы в зоне расположенных выше и ниже по склону рядков для произвольного положения остова и ходовой части в поперечной плоскости при стабилизации трактора обоими бортами

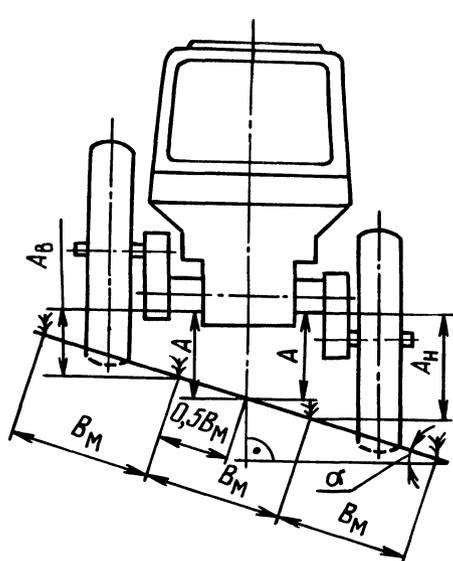


Рис. 1. Схема стабилизации остова трактора перемещением колес обоих бортов.

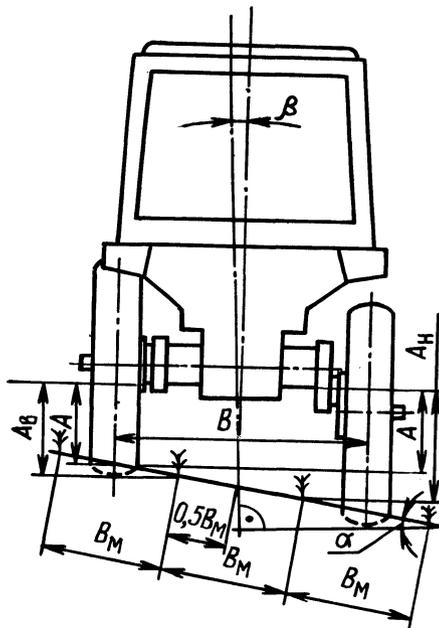


Рис. 2. Схема стабилизации остова трактора перемещением только нижнего по склону колеса.

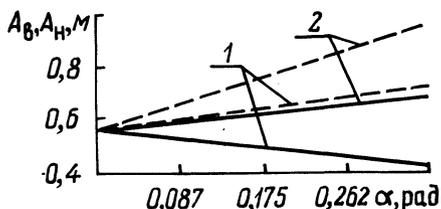


Рис. 3. Зависимость агротехнических просветов от крутизны склона:

(1 – в зоне вышерасположенного по склону рядка; 2 – в зоне нижерасположенного по склону рядка; — для трактора со стабилизацией перемещением колес обоих бортов; - - - для трактора со стабилизацией перемещением только нижнего по склону колеса).

$$A_B = A - 0,5B_M \sin(\alpha \pm \beta); \quad (5)$$

$$A_H = A + 0,5B_M \sin(\alpha \pm \beta), \quad (6)$$

а одним бортом

$$A_B = A + 0,5 \left( \frac{B}{\cos(\alpha \pm \beta)} - B_M \right) \sin(\alpha \pm \beta); \quad (7)$$

$$A_H = A + 0,5 \left( \frac{B}{\cos(\alpha \pm \beta)} + B_M \right) \sin(\alpha \pm \beta), \quad (8)$$

где  $\beta$  — угол отклонения остова и ходовой части от вертикали ("плюс" — к вершине склона, "минус" — к подножию).

В соответствии с приведенными выражениями предложенный способ стабилизации остова и ходовой части крутосклонного трактора не только не ухудшает агротехническую проходимость последнего в междурядьях пропашных культур, но даже улучшает ее благодаря увеличению обоих агротехнических просветов в функции крутизны склона. Это особенно важно при возделывании высокостебельных культур.

### Литература

1. Колесные тракторы для работы на склонах/П.А.Амельченко, И.П.Ксенович, В.В.Гуськов, А.И.Якубович. — М., 1978, с. 154–157. 2. Яцкевич В.В., Зеленый П.В. Автоматическая система повышения курсовой устойчивости крутосклонного трактора. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып. 10, с.15–18.

УДК 629.114.2

С.И.Стригунов, инж.,  
А.Х.Лефаров, д-р техн.наук  
(БПИ)

### ПОТЕРИ НА БУКСОВАНИЕ МАШИНЫ ТИПА 4x4 С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

В последнее время с целью улучшения тягово-сцепных свойств и проходимости все более широко применяются полноприводные машины. Эти машины имеют различные типы приводов ведущих колес и мостов, что затрудняет сравнение их эксплуатационных показателей, к которым относятся потери на буксование.

Потери мощности на буксование принято оценивать КПД, который для машины типа 4x4 определяется по формуле

$$\eta_{\delta} = \frac{N_v}{N_v + N_{\delta_1} + N_{\delta_2}}, \quad (1)$$

где  $N_v$  — мощность, подведенная к ведущим колесам за вычетом мощности, теряемой на буксование;  $N_{\delta_1}$  и  $N_{\delta_2}$  — потери мощности на буксование переднего и заднего мостов.

Величины, входящие в выражение (1), можно представить следующим образом:

$$N_v = P_{kc} v; \quad N_{\delta_1} = P_{k1} v_{T1} \delta_1; \quad N_{\delta_2} = P_{k2} v_{T2} \delta_2,$$

где  $P_{k1}$ ;  $P_{k2}$  и  $P_{kc}$  — касательные силы тяги переднего, заднего мостов и машины в целом;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — буксования переднего и заднего мостов;

$v_{T1} = \frac{v}{1 - \delta_1}$ ;  $v_{T2} = \frac{v}{1 - \delta_2}$  и  $v$  — теоретические скорости переднего и

заднего мостов и действительная скорость машины.

Известно [1], что при применении в межмостовом приводе несимметричного дифференциала с передаточным числом  $i_d$  (наиболее общий случай) отношение тяговых нагрузок мостов постоянно и равно

$$P_{k2}/P_{k1} = i_d.$$

Используя рассмотренные зависимости, формулу (1) можно привести к виду

$$\eta_{\delta} = \frac{(1 - \delta_1)(1 - \delta_2)}{1 - \frac{\delta_1 + i_d \delta_2}{1 + i_d}}. \quad (2)$$

Тангенциальная деформация шины и горизонтальная деформация почвы изменяют скорость движения машины. Потери скорости можно оценить коэффициентом  $\eta_v$ :

$$\eta_v = v / v_T, \quad (3)$$

где  $v_T$  — теоретическая скорость машины, соответствующая качению колес машины без скольжения и буксования.

Известна связь между угловыми скоростями корпуса  $\omega_0$ , переднего  $\omega_1$  и заднего  $\omega_2$  приводных валов несимметричного межмостового дифференциала [1]:

$$\frac{\omega_1 + i_d \omega_2}{1 + i_d} = \omega_0. \quad (4)$$

Так как при отсутствии дифференциального эффекта  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$ , то выражение для теоретической скорости машины имеет вид

$$v_T = \omega_0 \frac{r_{к2}^c}{i_2} = \omega_0 \frac{r_{к1}^c}{i_1},$$

где  $i_1, i_2$  — передаточные числа шестерен трансмиссии, соединяющих приводные валы дифференциала соответственно с передними и задними колесами трактора;  $r_{к1}^c, r_{к2}^c$  — радиусы качения передних и задних колес в свободном режиме.

Действительная скорость движения машины определяется зависимостью

$$v = \frac{\omega_1 r_{к1}^c}{i_1} (1 - \delta_1) = \frac{\omega_2 r_{к2}^c}{i_2} (1 - \delta_2). \quad (5)$$

Решая совместно формулы (4) и (5), получим выражение для определения действительной скорости движения машины:

$$v = \frac{\omega_0 (1 - \delta_1) (1 - \delta_2) r_{к2}^c}{\left(1 - \frac{\delta_2 + i_D \delta_1}{1 + i_D}\right) i_2}.$$

Подставив значения  $v_T$  и  $v$  в уравнение (3), определим коэффициент  $\eta_v$ :

$$\eta_v = \frac{(1 - \delta_1) (1 - \delta_2)}{1 - \frac{\delta_1 + i_D \delta_2}{1 + i_D}}. \quad (6)$$

Сравнение формул (2) и (6) показывает, что при дифференциальном межмостовом приводе значение КПД  $\eta_\delta$ , полученное по силовым зависимостям, совпадает со значением  $\eta_v$ , полученным по кинематическим зависимостям. Таким образом, потери мощности и скорости на буксование совпадают и зависят от величины буксований мостов и распределения тяговой нагрузки между мостами (величины  $i_D$ ).

Формулы (2) и (6) применимы также для расчета потерь мощности и скорости на буксование машины 4 x 2 с симметричной дифференциальной межколесной связью ( $i_D = 1$ ):

$$\eta_\delta = \eta_v = \frac{(1 - \delta') (1 - \delta'')}{1 - \frac{\delta' + \delta''}{2}}, \quad (7)$$

где  $\delta'$  и  $\delta''$  — буксования забегающего и отстающего колес ведущего моста.

Практический интерес представляет зависимость потерь на буксование от тяговой нагрузки. Известно, что для данной машины и конкретных почвенных условий буксование зависит от касательной силы тяги, причем во многих случаях эта зависимость может быть принята линейной. В других случаях она нелинейна и наилучшим образом аппроксимируется экспоненциаль-

ным законом [2]. Последнее относится к работе универсально-пропашных тракторов на мягких грунтах:

$$\begin{aligned}\varphi_p^I &= \varphi^I (1 - e^{-k^I \delta^I}); \\ \varphi_p^{II} &= \varphi^{II} (1 - e^{-k^{II} \delta^{II}}),\end{aligned}\quad (8)$$

где  $\varphi_p^I, \varphi_p^{II}$  — реализуемые коэффициенты сцепления забегающего и отстающего колес;  $\varphi^I, k^I, \varphi^{II}, k^{II}$  — постоянные эмпирические коэффициенты, зависящие от характеристик шин и грунта.

Касательная сила тяги машины 4x2 с учетом перераспределения веса от тяговой нагрузки

$$P_k = \varphi_p \left( G + P_k \frac{h_{кр}}{L} - P_f \frac{h_{кр}}{L} \right), \quad (9)$$

где  $P_f, G$  — сила сопротивления движению машины и весовая нагрузка ведущего моста;  $h_{кр}, L$  — высота приложения крюковой нагрузки и база машины.

Из формул (8) и (9) получим

$$\begin{aligned}\delta^I &= -\frac{1}{k^I} \ln \left[ 1 - \frac{P_k}{\varphi^I \left( G + P_k \frac{h_{кр}}{L} - P_f \frac{h_{кр}}{L} \right)} \right]; \\ \delta^{II} &= -\frac{1}{k^{II}} \ln \left[ 1 - \frac{P_k}{\varphi^{II} \left( G + P_k \frac{h_{кр}}{L} - P_f \frac{h_{кр}}{L} \right)} \right].\end{aligned}$$

Необходимо отметить, что блокирование привода обеспечивает равенство буксований колес моста  $\delta^I = \delta^{II} = \delta$ . В этом случае

$$\eta_\delta = \eta_v = 1 - \delta.$$

Но при наличии кинематического несоответствия в заблокированном приводе не существует понятия теоретической скорости машины, при которой отсутствуют скольжения и буксования колес. Поэтому КПД  $\eta_\delta$  характеризует только потери мощности на буксование, но не потери скорости. Действительную скорость движения машины можно определить через теоретическую скорость одного из ведущих мостов [3].

На рис. 1 приведены экспериментально полученные кривые буксования забегающего  $\delta^I$  и отстающего  $\delta^{II}$  задних колес при разблокированном дифференциале, а также кривая буксования  $\delta$  заблокированного моста трактора МТЗ-142 (схема 4x2) при движении его правым бортом в борозде глубиной 0,26–0,28 м, а левым — по стерне колосовых. Показаны также расчетные значения потерь на буксование для разблокированного (кривая 1) и забло-

кированного (кривая 2) дифференциала. Расчет проведен при следующих исходных данных:  $\varphi' = 0,71$ ;  $k' = 9,4$ ;  $\varphi'' = 0,81$ ;  $k'' = 14,4$ ;  $G = 30,8$  кН;  $P_f = 5,6$  кН;  $h_{кр} = 0,75$  м;  $L = 2,61$  м.

Из рис. 1 следует, что в обоих случаях потери на буксование увеличиваются с ростом тяговой нагрузки, причем зависимость эта нелинейная. Потери на

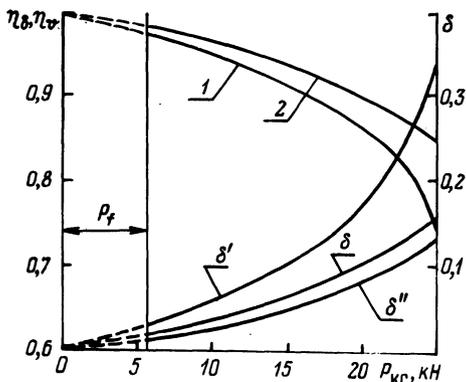


Рис. 1. Зависимость буксований и потерь на буксование трактора МТЗ-142 (схема 4 x 2) от тяговой нагрузки при работе в борозде.

буксование меньше при заблокированном приводе, поэтому в случае разных сцепных условий колес с целью снижения потерь мощности на буксование и увеличения скорости движения необходимо применять заблокированный привод. Полученные зависимости могут быть использованы при тяговом расчете тракторов.

### Литература

1. Ч у д а к о в Д.А. Тяговая динамика и мощностной баланс тракторов со всеми ведущими колесами. — В кн.: Сб.науч. трудов БИМСХ. Минск, 1960, вып. 2. с. 77.
2. G u s k o v V.V. Making the 4 w.d. more competitive... — j. farm Machine Engineering, England, Dec. 1968.
3. Л е ф а р о в А.Х., Ка б а н о в В.И., С т р и г у н о в С.И. К вопросу о потерях мощности на буксование колесного трактора типа 4x4. — Тракторы и с.-х. машины, 1979, № 7, с. 9–11.

УДК 629.114.2.004.15.001.24

Т.М.Талалова, мл. науч.сотр.  
(БПИ)

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ФАКТОРА ВРЕМЕНИ СМЕНЫ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Прогнозирование машинно-тракторных агрегатов (МТА) и на их основе оптимальных параметров сельскохозяйственных тракторов с помощью математического моделирования и ЭВМ обуславливает необходимость исследовать

изменения баланса времени смены как функции основных параметров агрегатов.

Приведенные затраты на единицу выполняемой данным МТА работы (основной применяемый в настоящее время критерий оптимальности сельскохозяйственной техники) обратно пропорциональны сменной производительности агрегата. Это значит, что приведенные затраты тем ниже, чем выше производительность МТА с определенными параметрами. Достигается последнее увеличением времени основной работы в течение смены.

Математическая модель оптимизации параметров МТА включает общее нормируемое время смены и время основной работы. Первое берется по нормативным данным и не зависит от параметров МТА. Время основной работы в часах в течение смены  $T_0$  в общем виде выражается формулой (1)

$$T_0 = \frac{T_{см} - (T_{пз} + T_{ото} + T_{отл})}{1 + \tau_{пов} + \tau_{то} + \tau_{пер}}, \quad (1)$$

где  $T_{см}$  — общее нормируемое время смены, ч;  $T_{пз}$  — время подготовительно-заключительной работы, ч;  $T_{ото}$  — время организационно-технического обслуживания агрегата на загоне в течение смены, ч;  $T_{отл}$  — время регламентированных перерывов, ч;  $\tau_{пов}$ ,  $\tau_{то}$  и  $\tau_{пер}$  — коэффициенты, характеризующие отношения ко времени основной работы соответственно времени поворотов, технологического обслуживания и внутрисменных переездов.

Для решения задачи прогнозирования оптимальных параметров МТА на предпроектной стадии, когда заранее не задан типоразмерный ряд машин, необходимо элементы времени смены и коэффициенты формулы (1) выразить в функции основных параметров, режима работы агрегатов и условий их использования. Для этого по результатам хронографических наблюдений и с помощью нормативных данных [1] были получены ряды значений затрат времени смены на каждый элемент при фиксированных значениях основных параметров, используемых МТА. Построенные по данным рядов графики зависимостей элементов времени смены и коэффициентов аппроксимированы функциональными зависимостями.

Подготовительно-заключительное время, например, для почвообрабатывающих и посевных агрегатов определяется линейной зависимостью

$$T_{пз} = k_1 N + a_1 + k_2 B + a_2 + b, \quad (2)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  — постоянные коэффициенты;  $a_1$  и  $a_2$  — свободные члены уравнения;  $N$  — мощность двигателя трактора, кВт;  $B$  — ширина захвата агрегата, м;  $b$  — нормативное время на получение наряда, приемку и сдачу агрегата, ч; для почвообрабатывающих агрегатов  $b = 0,067$  ч, для посевных —  $b = 0,12$  ч [2].

Первые два члена правой части уравнения (2) характеризуют затраты времени на ежесменное техническое обслуживание трактора, третий и четвертый — сельхозмашин. Для колесных тракторов  $k_1 = 0,0023$ ,  $a_1 = 0,23$ . Значения  $k_2$  и  $a_2$  различны для каждого типа сельхозмашин (табл. 1).

Многие МТА в период подготовительно-заключительного времени обслуживаются двумя и более механизаторами, т.е. ежесменные технические

Т а б л и ц а 1. Значения коэффициентов для определения элементов времени смены

Наименование операции	Значение коэффициентов									
	$k_2$	$a_2$	$k_{ото}$	$a_{ото}$	$k_{пов}$	$a_{пов}$	$k_{пер}$	$a_{пер}$	$k_{пп}$	$a_{пп}$
Пахота	0,025	0,005	0,033	0,025	0,0018	0,0080	0	0,067	0	0
Лущение	0,006	0,050	0,007	0,067	0,0003	0,0083	0	0	0	0
Культивация	0,006	0,100	0,019	0,150	0,0004	0,0097	0	0,067	0	0
Боронование	0,011	0,000	0,006	0,035	0,0005	0,0023	0,010	0,045	0,0098	0,045
Прикатывание	0,015	0,053	0,006	0,068	0,0003	0,0048	0,012	0,033	0,012	0,033
Посев	0,065	0,002	0,009	0,067	0,0012	0,0120	0	0	0	0

уходы за трактором и сельхозмашинами проводятся одновременно. В связи с этим расчетное подготовительно-заключительное время  $T_{пз}$ , как правило, меньше суммы его составляющих, т.е.

$$T_{пз} < k_1 N + a_1 + k_2 B + a_2 + b.$$

С учетом последнего, например, для пахотных МТА

$$T_{пз} = k_1 N + a_1 + 0,033.$$

Для агрегатов, выполняющих лущение, дискование, боронование, сплошную культивацию, прикатывание,

$$T_{пз} = k_1 N_1 + a_1 + \frac{k_2 B + 0,067}{2}.$$

Для посевных агрегатов учитывается число сеяльщиков.

Время организационно-технического обслуживания агрегата на загоне (в часах) имеет линейную зависимость:

$$T_{ото} = k_{ото} B + a_{ото},$$

где  $k_{ото}$  — постоянный коэффициент;  $a_{ото}$  — свободный член уравнения (табл. 1).

Время  $T_{отп}$  состоит из нормативного времени на отдых и на личные потребности. Время на личные потребности не зависит от параметров МТА и принимается равным 0,167 ч в течение смены. Время на отдых механизаторов нормировано для агрегатов, имеющих  $N < 110$  кВт и  $N \geq 110$  кВт.

Коэффициент времени поворотов определяется из выражения

$$r_{пов} = \frac{t_{пов} v}{L},$$

где  $t_{пов}$  — время одного поворота, ч;  $v$  — рабочая скорость, км/ч;  $L$  — длина гона, км.

Если выразить  $t_{\text{пов}}$  в функции ширины захвата МТА, то расчетная формула  $\tau_{\text{пов}}$  примет вид

$$\tau_{\text{пов}} = \frac{(k_{\text{пов}}B + a_{\text{пов}})v}{L},$$

где  $k_{\text{пов}}$  и  $a_{\text{пов}}$  — постоянный коэффициент и свободный член уравнения (табл. 1).

При загонных способах движения  $k_{\text{пов}}$  и  $a_{\text{пов}}$  определяются с учетом оптимальной ширины загона. В табл. 1 для пахотных агрегатов значения их даны для длины гона 300–600 м.

Коэффициент времени технологического обслуживания почвообрабатывающих МТА, рассматриваемый в данной работе, равен нулю; для посевных агрегатов

$$\tau_{\text{заг}} = t_{\text{заг}} \frac{0,1BvN_B}{V\psi\gamma},$$

где  $t_{\text{заг}}$  — время одной загрузки семян, определяемое по результатам наблюдений, ч;  $N_B$  — норма высева семян, кг/га;  $V$  — вместимость семенного ящика,  $\text{дм}^3$ ;  $\psi$  — коэффициент использования вместимости;  $\gamma$  — плотность семян.

Вместимость ящиков сеялок может быть выражена  $V = 97 \text{ В дм}^3$ ; зависимость времени одной загрузки от ширины захвата агрегата определяется уравнением

$$t_{\text{заг}} = 0,007B + 0,017 \text{ ч},$$

тогда

$$\tau_{\text{заг}} = \frac{(0,007B + 0,017) 0,1}{97}.$$

Коэффициент времени внутрисменных переездов

$$\tau_{\text{пер}} = \left( \frac{l_{\text{пер}}}{v_{\text{пер}}} + t_{\text{пп}} \right) \frac{0,1Bv}{F_{\text{ср}}},$$

где  $l_{\text{пер}}$  — среднее расстояние переезда, км;  $t_{\text{пп}}$  — среднее время, затрачиваемое на разовую подготовку агрегата к переезду и к работе после переезда, ч;  $v_{\text{пер}}$  — скорость движения агрегата при переезде с участка на участок, км/ч;  $F_{\text{ср}}$  — средняя площадь обрабатываемого участка, га.

Среднее расстояние одного переезда и средняя площадь участка в зависимости от длины гона выражаются равенствами

$$l_{\text{пер}} = 1,1 L^3 - 2,89L^2 + 3,138L + 0,165; \quad (3)$$

$$F_{\text{ср}} = 97.$$

Время, затрачиваемое на подготовку агрегата к поезду и к работе после поезда, выражается зависимостью

$$t_{\text{пп}} = k_{\text{пп}}V + a_{\text{пп}},$$

где  $k_{\text{пп}}$  и  $a_{\text{пп}}$  — постоянный коэффициент и свободный член уравнения (табл. 1).

Для пахотных агрегатов  $t_{\text{пп}} = 0,067$ , для дисковых луцильников с шириной захвата  $V \leq 10$   $t_{\text{пп}} = 0,2$  ч, а при  $V > 10$  и для посевных агрегатов  $t_{\text{пп}}$  в нормируемое время смены не входит.

Таким образом, коэффициент времени поезда определяется на основании известных  $v$ ,  $V$ ,  $v_{\text{пер}}$  и  $L$  по формуле

$$\tau_{\text{пер}} = \frac{(1,1L^3 - 2,89L^2 + 3,138L + 0,165)}{v_{\text{пер}}} + k_{\text{пп}}V + a_{\text{пп}} \frac{0,1Bv}{97L^2}.$$

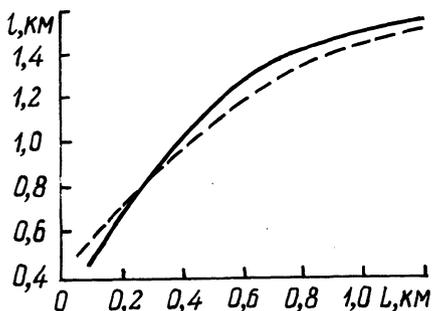


Рис. 1. Зависимость средней длины одного поезда от длины гона участков: — — — кривая, построенная по данным ряда; — — — аппроксимированная кривая.

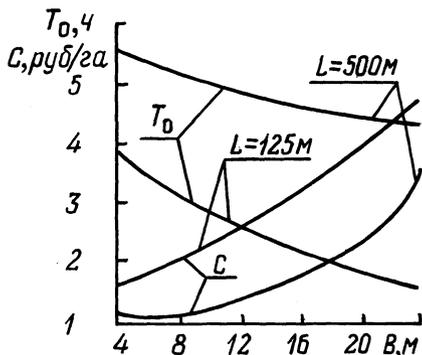


Рис. 2. Зависимость времени основной работы и приведенных затрат от ширины захвата МТА при различных длинах гона.

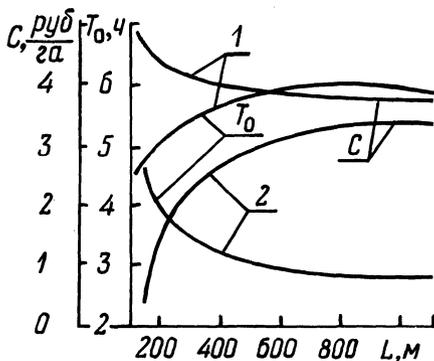


Рис. 3. Зависимость времени основной работы и приведенных затрат от длины гона:  
1 — пахота  $B = 2,10$  м;  $v = 6$  км/ч; 2 — культивация  $B = 12$  м;  $v = 9$  км/ч.

Функциональные зависимости элементов времени смены и их коэффициентов, а также одного естественно-производственного фактора от другого получены аппроксимацией эмпирических графиков с помощью ЭВМ "Наири".

В качестве примера на рис. 1 штриховой линией показана эмпирическая зависимость средней длины переезда от длины гона, сплошной — аппроксимированная уравнением (3).

Предлагаемые формулы определения времени основной работы в течение смены использованы при оптимизации основных параметров МТА методом многовариантных расчетов на ЭВМ ЕС-1022 по критериям — минимум приведенных затрат на единицу выполняемой работы и максимум эффективности труда.

На рис. 2 и 3 представлены зависимости времени основной работы в течение смены и приведенных затрат от ширины захвата агрегата и длины гона.

**В ы в о д ы.** 1. Уменьшение времени основной работы в течение смены обуславливает увеличение приведенных затрат и, следовательно, уменьшение эффективности труда.

2. Для определения функциональных зависимостей времени основной работы в течение смены от основных параметров и условий использования сельскохозяйственных агрегатов необходимо располагать возможно большим количеством данных значений каждого элемента баланса времени смены, полученных при фиксированных значениях этих параметров в различных условиях эксплуатации.

3. Предлагаемая методика определения зависимостей времени основной работы может быть использована при прогнозировании различных МТА и основных параметров сельскохозяйственных тракторов методом математического моделирования с использованием ЭВМ.

### Литература

1. Типовые нормы выработки и расхода топлива на механизированные полевые работы в сельском хозяйстве. Ч. II. — Л., 1976, с. 800.
2. Г л и н я н ы й В.Г., Х л у д е н о в А.И., Ш а в л а х о в А.Е. Справочная книга по нормированию труда в сельском хозяйстве. — М., 1974, 431 с.

УДК 631.3.012-5 (621.825.52)

В.А.Балицкий, канд.техн.наук,  
А.Т.Скойбеда, д-р техн.наук  
(БПИ)

## ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Одно из условий повышения проходимости колесных тракторов — блокировка межколесного дифференциала. С этой целью разработаны и исследованы механизмы автоматической блокировки дифференциала (АБД)

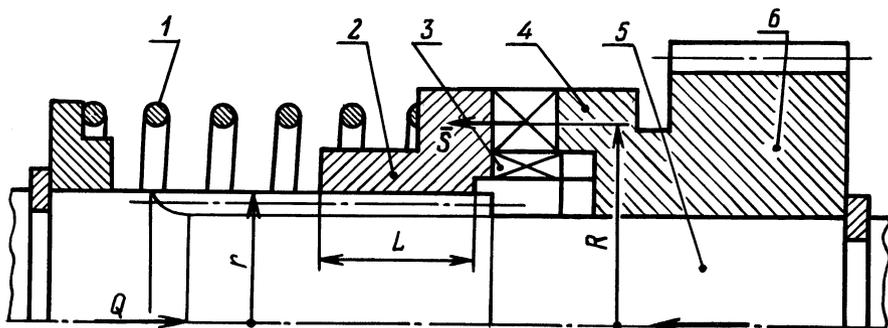


Рис. 1. Схема муфты АБД:

1 — пружина; 2 — полумуфта подвижная; 3 — кольцо упорное; 4 — полумуфта неподвижная; 5, 6 — полуоси.

тракторов Т-16М, Т-25, Т-28Х4М, ЭС-1 и МТЗ-80 (проект). В основу конструкции АБД положена кулачковая муфта (рис. 1).

Различия в тяговом классе, скоростях движения и функциональном назначении тракторов вызвали необходимость использовать кулачковые муфты с различными параметрами. Основные параметры исследуемых муфт приведены в табл. 1.

Точность срабатывания муфты определялась по формуле [2]

$$\gamma = M_{\max} / M_{\min},$$

Т а б л и ц а 1. Параметры исследуемых муфт

Параметры муфты	Тракторы				
	Т-16М	Т-25	Т-28Х4М	ЭС-1	МТЗ-80
Момент, передаваемый муфтой, М, Н·м	300	300	220	300	3000
Средний радиус рабочих поверхностей кулачков полумуфт R, мм	50	30	34	40	45
	30			34	
Угол подъема кулачка $\alpha^{\circ}$	15	20	20	15	20
	20		30	20	
			35		
			40		
Радиус шлицев r, мм	20	20	24	24	34
Осевое усилие пружины Q, Н	500	600	450	650	5000
	800			800	
Длина шлицев подвижной полумуфты L, мм	45	45	35	35	23

где  $M_{\max}$ ,  $M_{\min}$  — наибольшее и наименьшее значения моментов срабатывания.

В результате испытаний муфты на тракторах в реальных эксплуатационных условиях была проведена оптимизация ее параметров согласно методике [1]. Во время испытаний фиксировались момент, передаваемый муфтой, и время ее срабатывания, а также влияние параметров муфты на управление и динамику трактора.

Испытания показали, что на работу кулачковой муфты АБД большое влияние оказывают неточность ее изготовления, величина угла подъема винтовой поверхности кулачка, соотношение параметров длины шлицев, среднего радиуса кулачков и радиуса шлицев.

Из-за неточности изготовления кулачков возникает нескомпенсированное осевое усилие  $S$  (см. рис. 1), поэтому подвижная полумуфта перемещается по шлицам с перекосом.

Угол подъема кулачка в большой степени зависит от момента блокировки. При работе тракторов класса 6–14 кН он выбирается в диапазоне  $15–20^\circ$ . При испытаниях более тяжелого трактора (ЭС-1) с углом подъема  $\alpha < 20^\circ$  наблюдалось резкое выключение муфты (со щелчком), а движение трактора на повороте сопровождалось рысканием, с юзом ведущих колес. Поэтому для легких тракторов угол  $\alpha = 15–20^\circ$ , для более тяжелых  $\alpha = 20–30^\circ$ .

Испытания подтвердили положение о большой нестабильности значений коэффициента трения  $f$ . Так, например, в ходе лабораторных испытаний АБД опытного трактора ЭС-1 при различном относительном положении кулачков полумуфт муфта передавала различные моменты. Точность срабатывания была невысокой  $\gamma = 1,5–1,8$ , а процент рассогласования расчетного момента срабатывания с реальным доходил до 50%. Однако в процессе притирки сопрягаемых поверхностей, как было отмечено при испытании трактора Т-25 после 250 моточасов, значение коэффициента трения уменьшалось на 6%.

Аналогичная ситуация наблюдалась и с углом трения  $\rho$ . Несмотря на термообработку (цементация) рабочих поверхностей кулачков, они в процессе работы притираются. Это приводит к изменению  $\rho$ . После определенного цикла выключений наступает стабилизация параметров  $f$  и  $\rho$ .

Таким образом, в результате испытаний можно рекомендовать следующую область оптимальных параметров кулачковых муфт АБД колесных тракторов:

$$R/r = 1,3–1,8; \alpha = 15–30^\circ; L/r = 1,2–1,5.$$

### Литература

1. А н и л о в и ч В.Д., М а н ч и н с к и й Ю.А. Оптимизация параметров кулачковой предохранительной муфты. — Вестник машиностроения, 1978, № 12, с. 13–16.
2. Т е п и н к и ч и е в В.И. Предохранительные устройства от перегрузки станков. — М., 1968. — 140 с.

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ

Основой проектирования трактора является тяговый расчет, в процессе которого определяются масса трактора, мощность двигателя и передаточные числа трансмиссии, выбираются колесная формула, база, колея, параметры шин, тип привода к колесам и другие параметры трактора [1]. Тяговый расчет завершается построением теоретической тяговой характеристики. Последняя является статической характеристикой и не учитывает динамику взаимодействия агрегата с почвой, случайный характер внешних воздействий, а также процессы взаимодействия различных подсистем трактора, т.е. не отражает действительный характер протекающих в системе процессов, что становится причиной несоответствия между экспериментальными и расчетно-теоретическими характеристиками трактора. Поэтому использование статической тяговой характеристики для выбора параметров трактора приводит к возникновению ошибок уже на стадии проектирования.

В работе [2] предложена математическая модель трактора для исследования тяговой динамики, учитывающая указанные факторы, а в работе [3] изложен метод ее исследования. Учет динамических свойств системы повышает точность определения характеристик протекающих в ней процессов и позволяет выбрать оптимальные параметры, обеспечивающие повышение показателей эффективности работы тракторного агрегата.

На основе математической модели [2] разработана программа расчета на ЭВМ, позволяющая вычислять математические ожидания, средние квадратичные отклонения и спектральные плотности всех фазовых координат, а также квадраты модулей эквивалентных частотных характеристик для всех совокупностей входов и выходов системы. Кроме того, определялись математические ожидания мощностей потерь на качение  $N_f$ , буксование ведущих колес  $N_G$  и в ходовой части  $N_x$ , кпд трактора  $\eta_T$ , тягового удельного расхода топлива  $g_{кр}$ , коэффициента использования мощности двигателя  $\chi_d$  и другие характеристики трактора. Система описывалась пятнадцатью дифференциальными уравнениями второго порядка и учитывала тринадцать существенных нелинейностей. Связи колес с грунтом рассматривались как неглономные. Учитывались буксование и боковой увод колес. Возмущающие воздействия со стороны дороги и агрегируемой сельхозмашины полагали стационарными случайными процессами, описываемыми корреляционными функциями вида

$$R(\tau) = \sigma^2 (A_0 e^{-\alpha_0 |\tau|} + A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} \cos \beta_1 \tau).$$

Значения коэффициентов этих функций принимались по данным работы [4].

Функцией цели при оптимизации параметров трактора принята минимизация потерь, что практически эквивалентно максимизации КПД трактора  $\eta_T$ . При проектировании трактора одновременно ставятся и другие цели, в числе которых — обеспечение высокой топливной экономичности, приемлемой плавности хода, снижение уровня динамических нагрузок, повышение использования мощности двигателя и др., что также учтено при разработке алгоритма расчета.

Исследования проводились применительно к колесному пропашному трактору 4x2 класса 14 кН на трех видах работ: сплошной культивации при движении поперек борозд, транспортно-тяговых работах с сельхозмашиной массой 7800 кг при движении по стерне кукурузы вдоль рядка и по грунтовой полевой дороге, по колее [4]. Рассмотрим некоторые результаты исследований.

На рис. 1 построены графики изменения скоростей движения  $v_c$  на различных передачах в зависимости от тяговой мощности  $N_{кр}$  на культивации при различных значениях номинальной мощности двигателя  $N_{д.ном}$ . Передаточные числа трансмиссии приняты такие же, как у трактора МТЗ-100 с коробкой передач, переключаемой под нагрузкой. Цифрами 1–5 обозначены огибающие кривые, проведенные через точки характеристик  $v_c = f(N_{кр})$ , соответствующие номинальной нагрузке двигателя. Эти кривые отражают изменение  $N_{кр.ном}$  в зависимости от различных передаточных чисел трансмиссии. Кривая 6 проведена через точки кривых 1–5, соответствующие  $N_{кр.мах}$  для двигателей различной мощности. Очевидно, что при  $N_{д.ном} = 58,88$  кВт значение  $N_{кр.мах}$  не попадает в область рекомендуемого диапазона рабочих скоростей  $v_{p.min} \leq v_p \leq v_{p.мах}$ , что приводит к снижению эффективности работы трактора. Так как для пропашного трактора культивация — одна из основных операций, можно сделать вывод, что для трактора класса 14 кН мощность двигателя 58,88 кВт оказывается недостаточной. При  $N_{д.ном} > 90$  кВт в диапазоне рабочих скоростей значительно возрастают потери на буксование, что видно по резкому падению кривых  $v_c = f(N_{кр})$ . Для оценки потерь на рис. 1 построены кривые максимального  $\eta_{T.мах}$  и минимального  $\eta_{T.min}$  значений тягового КПД трактора в диапазоне рабочих скоростей при номинальной нагрузке двигателя.

Применением двигателя мощностью около 88 кВт достигается наибольшее значение  $\eta_{T.min}$ . Учитывая характер изменения  $\eta_{T.мах}$  и  $\eta_{T.min}$ , можно утверждать, что среднее значение  $\eta_T$  в диапазоне рабочих скоростей при этом будет наибольшим. Следовательно, для трактора класса 14 кН оптимальной мощностью двигателя по критерию минимума потерь является 88 кВт. Эксплуатационная масса трактора  $m_{Тэ} = 3430$  кг по данному критерию, как показали исследования [3], является оптимальной.

Рассмотрим влияние передаточного числа трансмиссии  $i_{тр}$  на показатели эффективности работы трактора, принимая  $N_{д.ном} = 58,88$  кВт, что соответствует трактору МТЗ-80. Из рис. 2, а следует, что при  $i_{тр} \approx 60$  достигается минимум потерь. Примерно этому же значению  $i_{тр}$  соответствует минимум  $g_{кр}$ . Изменение характеристик на рис. 2 для удобства анализа дано в %. За

100% приняты значения, полученные на УП-передаче при  $i_{\text{тр}} = 53,098$  и равные:  $N_f = 12,429$  кВт;  $N_\sigma = 5,507$  кВт;  $N_x = 3,731$  кВт;  $\eta_{\text{т}} = 0,525$ ;  $g_{\text{кр}} = 0,1327$  г/кДж;  $\chi_\partial = 0,9386$ ;  $\sigma_{N_\partial} = 4,158$  кВт;  $\sigma_{\omega_\partial} = 2,247$  рад/с;  $\sigma_{\dot{v}_c} = 0,1008$  м/с;  $\sigma_{\ddot{x}_c} = 0,9454$  м/с<sup>2</sup>;  $\sigma_{\ddot{z}_c} = 4,104$ , м/с<sup>2</sup>;  $\sigma_{\dot{\alpha}} = 0,2971$  рад/с;  $\sigma_{\dot{\beta}} = 0,5575$  рад/с;  $\sigma_{P_{\text{кр}}} = 1466$  Н;  $\sigma_{M_2} = 877,3$  Н·м.

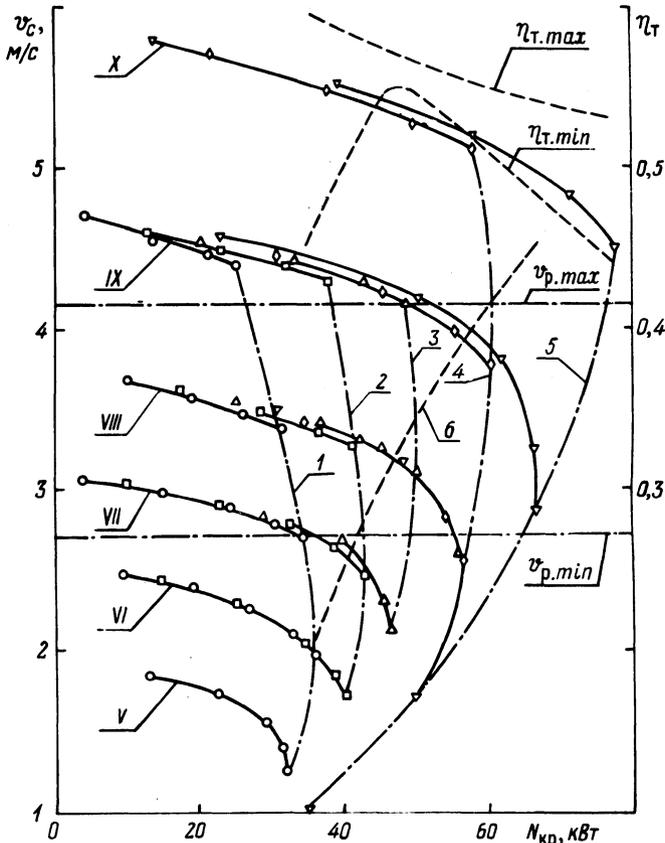


Рис. 1. К определению мощности двигателя трактора:  
 $N_{\text{кр}}$  — тяговая мощность,  $v_c$  — скорость поступательного движения центра масс на различных передачах трактора с двигателями различной номинальной мощности: —○—  $N_{\text{д.ном}} = 58,88$  кВт; —□—  $N_{\text{д.ном}} = 73,60$  кВт; —△—  $N_{\text{д.ном}} = 88,32$  кВт; —◇—  $N_{\text{д.ном}} = 110,4$  кВт; —▽—  $N_{\text{д.ном}} = 147,2$  кВт; V... X — номера передач;  $\eta_{t,\text{max}}$ ,  $\eta_{t,\text{min}}$  — максимальное и минимальное значения КПД трактора, соответствующие диапазону рабочих скоростей  $v_{p,\text{min}}$  —  $v_{p,\text{max}}$ .

С уменьшением  $i_{TP}$ , что соответствует увеличению скорости трактора, возрастают  $N_f$  и  $N_x$ , а  $N_G$  уменьшается. Заметно уменьшается при этом и  $\chi_\partial$ , что связано с увеличением средних квадратичных отклонений угловой скорости коленчатого вала  $\sigma_{\omega_\partial}$  и мощности двигателя  $\sigma_{N_\partial}$  (рис. 2, б). При уменьшении  $i_{TP}$  также возрастают средние квадратичные отклонения угловых скоростей колебаний остова в продольной  $\sigma_{\dot{\alpha}}$  и поперечной  $\sigma_{\dot{\beta}}$  плоскостях, усилия на крюке  $\sigma_{P_{кр}}$ , продольных  $\sigma_{\ddot{x}_c}$  и вертикальных  $\sigma_{\ddot{z}_c}$  ускорений центра масс остова, крутящих моментов на полуосях  $\sigma_{M_2}$ . Однако среднее квадратичное отклонение скорости поступательного движения центра масс  $\sigma_{v_c}$  при этом имеет тенденцию к уменьшению, наиболее значительную при больших значениях  $i_{TP}$ . Характеристики  $\sigma_{\ddot{z}_c}$  и  $\sigma_{M_2}$  имеют экстремумы при  $i_{TP} = 50-53$ , что обусловлено возрастанием энергии вертикальных колебаний остова при достижении соответствующей резонансной скорости движения. С этим связано также значительное возрастание и других характеристик  $\sigma_i$  процессов, а также потерь мощности  $N_f$  и  $N_x$  при  $i_{TP} = 35-55$ . Таким образом, увеличение рабочих скоростей сопровождается ухудшением характеристик рабочих процессов трактора, что может явиться причиной снижения эффективности его работы, если не предпринять соответствующих мер по снижению линейных и угловых колебаний остова трактора

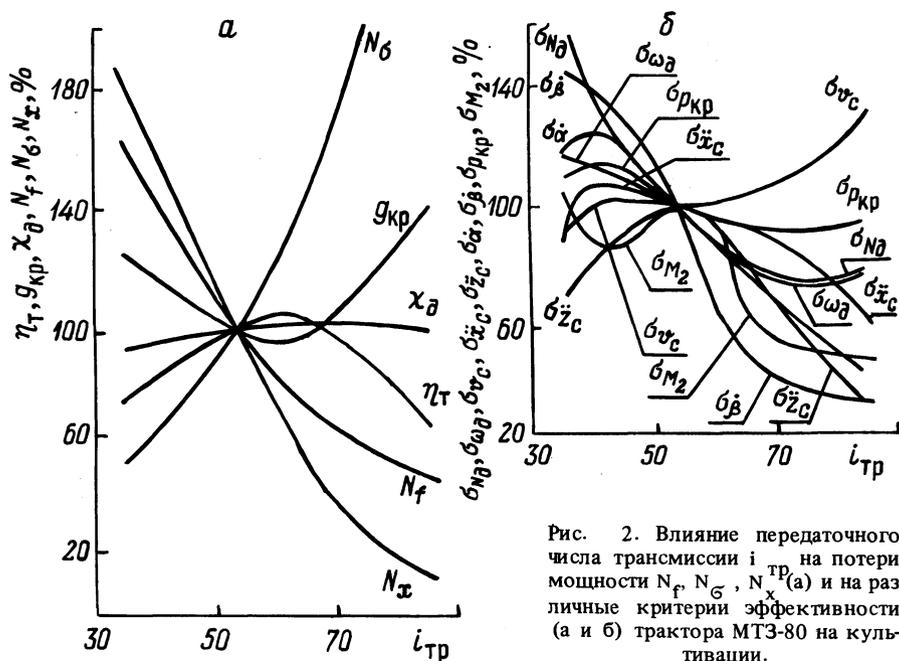


Рис. 2. Влияние передаточного числа трансмиссии  $i_{TP}$  на потери мощности  $N_f$ ,  $N_G$ ,  $N_x^{TP}$  (а) и на различные критерии эффективности (а и б) трактора МТЗ-80 на культивации.

и выведению резонансных скоростей движения за пределы рабочих скоростей. Эта задача может быть решена путем оптимизации параметров подвески.

В работе [2] показано влияние параметров подвески на КПД трактора и на другие показатели качества и эффективности его работы. Проведенные исследования показали, что кроме рассмотренных параметров трактора на эффективность его работы заметно влияет также база и координаты центра масс трактора, характеристики шин (жесткость, давление воздуха, размеры), демпфирование в подвеске, параметры всережимного регулятора двигателя [5] и др. Параметры трансмиссии (жесткость и демпфирование) существенно влияют лишь на динамические нагрузки в ней.

На рис. 3 приведены графики, отражающие влияние продольной координаты центра масс "а" (относительно оси переднего моста) трактора МТЗ-80 на двух видах работ: культивации при  $i_{тр} = 53,098$  (сплошные линии) и транспортных работах по грунтовой дороге при  $i_{тр} = 20,436$  (штриховые линии). Из рис. 3, а следует, что с увеличением "а" (т.е. приближением центра масс к оси заднего моста) потери на качение и буксование уменьшаются, а  $\eta_T$  возрастает, что сопровождается уменьшением  $g_{кр}$ . Потери в ходовой части возрастают из-за увеличения  $\sigma_{\dot{\alpha}}$  (рис. 3, б) и частоты колебаний переднего моста.

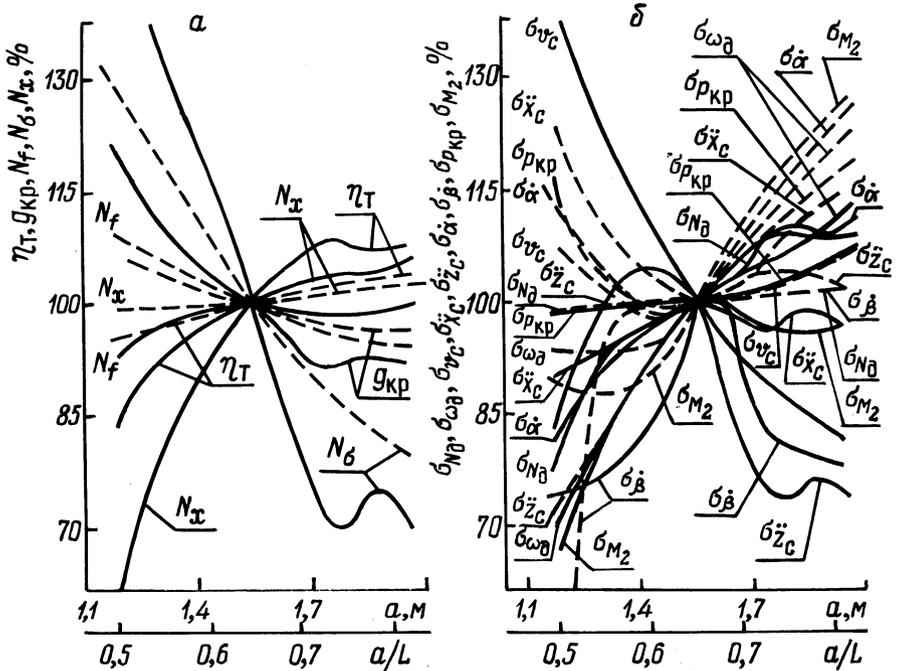


Рис. 3. Влияние продольной координаты "а" центра масс трактора на потери мощности  $N_f, N_g, N_x$  (а) и на различные критерии эффективности (а и б):  
 — на культивации; - - - на транспортных работах.

На рис. 3,б показано изменение средних квадратических отклонений различных оценочных критериев в зависимости от "а". Учитывая ограничения на показатели качества процессов и отдавая предпочтение тому или иному критерию, можно найти оптимальное значение "а". Следует отметить, что при увеличении "а" для обоих видов работ возрастают  $\sigma_{\dot{\alpha}}$ ,  $\sigma_{\omega_{\partial}}$ ,  $\sigma_{N_{\partial}}$  и  $\sigma_{v_c}$ . На культивации при  $a/L > 0,65$  все рассмотренные характеристики процессов работы трактора ухудшаются.

Проведенные исследования показали, что основой проектирования трактора должен быть тягово-динамический расчет, при котором агрегат рассматривается как сложная динамическая система с учетом взаимодействия всех ее подсистем, движение которой происходит под влиянием внешних возмущающих и управляющих воздействий, описываемых стационарными случайными функциями. Это позволит на стадии проектирования определить оптимальные параметры трактора с учетом его назначения и условий предполагаемого использования.

На основе выполненных расчетов для пропашного колесного трактора класса 14 кН по критерию минимизации потерь можно рекомендовать увеличение мощности двигателя до 88 кВт при сохранении неизменной существующей эксплуатационной массы  $m_{ТЭ} \approx 3430$  кг и при условии полной реализации мощности на тяговую нагрузку.

### Литература

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. Минск, 1977, ч. II. 384 с. 2. Тарасик В.П. Математическая модель трактора для исследования тяговой динамики. — Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 4, с. 5–8. 3. Он же. Метод исследования динамики системы местность—трактор—орудие. — Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 10, с. 9–12. 4. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. — М., 1973. — 280 с. 5. Кseneвич И.П., Тарасик В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М., 1979. — 280 с.

УДК 629.114.2.01

А.И.Якубович, канд.техн.наук  
(МТЗ)

### ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ТЯГОВО-ТЕМПЕРАТУРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Основные показатели, характеризующие работу тракторных двигателей, а также трактора в целом, — экономичность, срок службы и надежность — зависят в значительной степени от способности системы охлаждения поддерживать наиболее приемлемый температурный режим двигателя независимо от нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, а также температуры воздуха окружающей среды.

Изменение расхода топлива, мощности двигателя при работе трактора

приводит к изменению теплового потока через стенки цилиндров в охлаждающую жидкость и масло, а изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя – к изменению расхода теплоносителей: охлаждающей жидкости, масла и воздуха. Установление величины теплового потока, отводимого от цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость и от узлов охлаждения к потоку воздуха, необходимо для определения температурного режима его при разных режимах загрузки.

Совмещение тягово-мощностных показателей трактора с тепловыми и температурными параметрами двигателя позволяет наиболее рационально подойти к выбору режимов работы трактора и более полно оценить его возможности при разных условиях эксплуатации. Такое совмещение возможно при определении теплового потока от стенок цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость в зависимости от эффективной мощности двигателя и теплоотдачи потоку охлаждающего воздуха от узлов системы охлаждения. Совместное комплексное рассмотрение тяговой характеристики трактора, тепловых характеристик двигателя и узлов системы охлаждения позволяет построить тягово-температурную характеристику трактора. Такая характеристика может быть построена расчетным методом с использованием данных экспериментальных исследований.

Построение тягово-температурной характеристики трактора проводится графо-аналитическим методом в четырех квадрантах. Последовательность построения следующая:

1. В первом квадранте (см. рис. 1) строят зависимость коэффициента буксования ведущих колес  $\delta$  от силы тяги  $R_{кр}$  трактора на принятом агрономическом фоне. Кривую буксования можно выбрать по прототипу или получить расчетным способом.

2. Во втором квадранте строят регуляторную характеристику двигателя в функции крутящего момента  $M_e$ . Значение момента откладывают по оси ординат, а значение эффективной мощности  $N_e$ , часового расхода топлива  $G_T$  и частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$  – по оси абсцисс.

3. Существующими известными методами [1–3] строят тяговую характеристику трактора, совместив все построения в I и II квадрантах. Построением тяговой характеристики определяют при принятых условиях  $V_d$ ,  $N_{кр}$ ,  $G_T$ ,  $g_{кр}$  и  $\eta_{тя}$  на требуемых передачах (рис. 1).

4. В третьем квадранте строят зависимость теплового потока через стенки цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость  $Q_{охл}$  от эффективной мощности. Тепловой поток в охлаждающую жидкость может быть найден экспериментально. Тепловой поток измеряется на разной эффективной мощности двигателя при постоянной температуре ( $95-100^\circ\text{C}$ ) и равном расходе охлаждающей жидкости. Тепловой баланс двигателей тракторов "Беларусь" Д-240 и Д-240Т с турбонадувом в зависимости от эффективной мощности представлен на рис. 2 и 3. Из графика (рис. 2) следует, что тепловой поток в охлаждающую жидкость  $Q_{охл}$  дизеля Д-240 увеличивается с увеличением мощности и при номинальной мощности 55,2–58,9 кВт и температуре охлаждающей жидкости  $95^\circ\text{C}$  равен 33,52–35,15 кВт.

У дизеля Д-240Т тепловой поток в охлаждающую жидкость (рис. 2) возрастает более интенсивно и при мощности 73,6 кВт, температуре охлаждающей жидкости 95°С равен 46,78 кВт. Уменьшение температуры охлаждающей жидкости увеличивает тепловой поток в жидкость. Увеличение теплового потока при номинальной мощности дизеля Д-240Т составляет 7,3%. Соответственно увеличение температуры охлаждающей жидкости приводит к уменьшению теплового потока в жидкость.

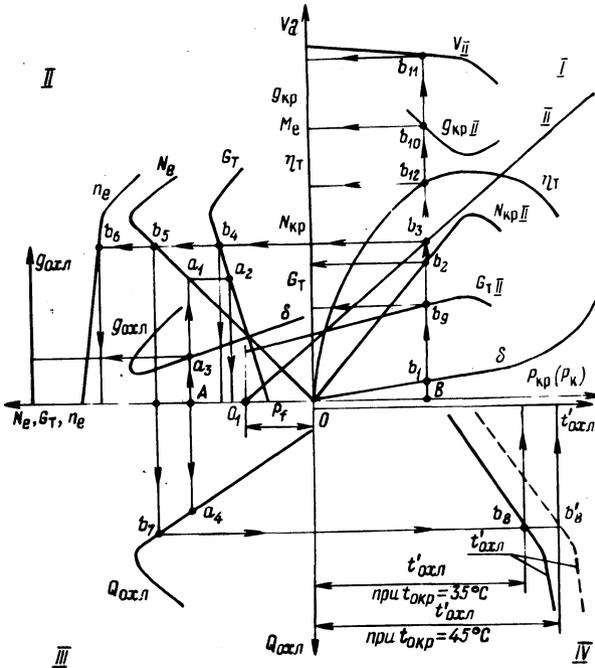


Рис. 1. Тягово-температурная характеристика трактора.

Тепловой поток через стенки цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость может быть рассчитан по относительным величинам составляющих теплового баланса  $q_{охл}$ . Тепловой поток (в кВт), поступающий в систему охлаждения,

$$Q_{охл} = q_{охл} Q_T, \quad (1)$$

где  $Q_T$  – тепловой поток, выделяемый при полном сгорании топлива.

Тепловой поток, выделяемый при сгорании топлива, может быть определен по теплотворной способности топлива  $h_u$  и по расходу его  $G_T$  в единицу времени (в кВт)

$$Q_T = h_u G_T. \quad (2)$$

Относительный тепловой поток, поступающий в охлаждающую жидкость, для тракторных дизелей в ряде источников [4] указывается в пределах 25–30%. Однако проведенными исследованиями установлено, что  $q_{\text{охл}}$  для разных двигателей имеет разное значение и непостоянно при изменении мощности двигателя и температуры охлаждающей жидкости. На рис. 3 представлены зависимости  $q_{\text{охл}}$  и  $q_{\text{м}}$  для дизелей Д-240 и Д-240Т на номинальном скоростном режиме от мощности.

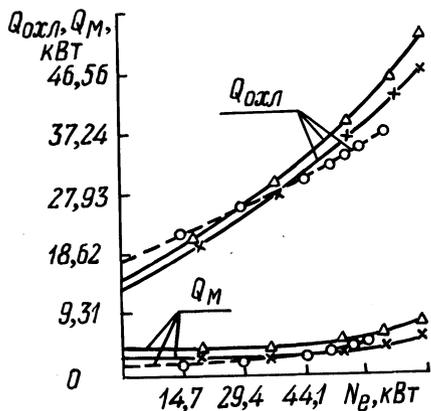


Рис. 2. Тепловой поток в охлаждающую жидкость и масло в зависимости от мощности дизеля:

—○— дизель Д-240; —△— дизель Д-240Т при  $t_{\text{охл}} = 90^\circ\text{C}$ ;  
—x— то же при  $t_{\text{охл}} = 95^\circ\text{C}$ .

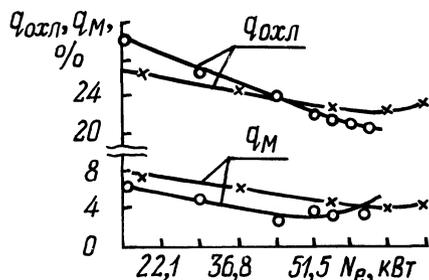


Рис. 3. Относительный тепловой поток в охлаждающую жидкость и масло в зависимости от мощности:

—○— дизель Д-240; —x— дизель Д-240Т.

При построении расчетной зависимости теплового потока в охлаждающую жидкость от мощности регуляторную характеристику двигателя во II квадранте дополняют характеристикой относительного теплового потока в охлаждающую жидкость  $q_{\text{охл}} = f(N_e)$ . Значение часового расхода топлива  $G_T$  и относительных потерь  $q_{\text{охл}}$  при заданной мощности определяют по регуляторной характеристике. Порядок определения необходимых параметров показан на рис. 1. Значение  $Q_{\text{охл}}$  при разной эффективной мощности двигателя и соответствующей ей  $q_{\text{охл}}$  рассчитывают по формуле (1).

5. В IV квадранте строят зависимость температуры охлаждающей жидкости на выходе из двигателя от теплового потока  $Q_{\text{охл}}$ .

Тепловой поток от радиатора, а соответственно, и температурный режим дизеля зависят от конструктивных параметров радиатора, расхода охлаждающей жидкости, расхода воздуха через аэродинамический тракт, температуры окружающей среды и т.д.

Тепловой поток, отводимый от водяного радиатора,

$$Q_p = \alpha_p F_{\text{охл}} (t_{\text{охл}} - t_{\text{окр}}), \quad (3)$$

где  $t_{\text{охл}}$  – средняя температура охлаждаемой жидкости, равная

$$t_{\text{охл}} = t'_{\text{охл}} - \frac{\Delta t_{\text{охл}}}{2}, \quad (4)$$

$t_{\text{окр}}$  – средняя температура воздуха в аэродинамическом тракте трактора, равная

$$t_{\text{окр}} = t'_{\text{окр}} + \frac{\Delta t_{\text{окр}}}{2}, \quad (5)$$

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи поверхности радиатора.

Перепад температуры охлаждающей жидкости определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{G_{\text{охл}} C_{\text{р.охл}} \rho_{\text{охл}}},$$

а перепад температуры воздуха в аэродинамическом тракте равен

$$\Delta t_{\text{окр}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{W_{\text{в}} C_{\text{р.окр}} \rho_{\text{окр}}},$$

где  $G_{\text{охл}}$  – расход охлаждающей жидкости через радиатор;  $W_{\text{в}}$  – расход охлаждающего воздуха через АДТ;  $C_{\text{р.охл}}$ ,  $C_{\text{р.окр}}$  – теплоемкость, соответственно, охлаждающей жидкости и воздуха;  $\rho_{\text{охл}}$ ,  $\rho_{\text{окр}}$  – плотность, соответственно, охлаждающей жидкости и воздуха.

Примем, что тепловой поток, поступающий в охлаждающую жидкость, равен тепловому потоку от радиатора в воздух

$$Q_{\text{охл}} = Q_{\text{р}}.$$

В этом случае температурный режим системы охлаждения является установившимся. Тогда уравнение (3) после подстановки  $t_{\text{охл}}$  из уравнения (4) и  $t_{\text{окр}}$  из уравнения (5) примет вид

$$Q_{\text{охл}} = \alpha_{\text{р}} F_{\text{охл}} \left[ \left( t'_{\text{охл}} - \frac{Q_{\text{охл}}}{2G_{\text{охл}} C_{\text{р.охл}} \rho_{\text{охл}}} \right) - \left( t'_{\text{окр}} + \frac{Q_{\text{охл}}}{2W_{\text{в}} C_{\text{р.окр}} \rho_{\text{окр}}} \right) \right]. \quad (6)$$

После соответствующих преобразований уравнение (6) можно привести к следующему виду:

$$Q_{\text{охл}} = \frac{t'_{\text{охл}} - t'_{\text{окр}}}{\left( \frac{1}{\alpha_{\text{р}} F_{\text{охл}}} + \frac{1}{2G_{\text{охл}} C_{\text{р.охл}} \rho_{\text{охл}}} + \frac{1}{2W_{\text{в}} C_{\text{р.окр}} \rho_{\text{окр}}} \right)}.$$

Зная тепловой поток, поступающий в охлаждающую жидкость, коэффициент теплопередачи от стенок радиатора, учитывающий конструктивные

параметры радиатора, поверхность охлаждения радиатора, расход охлаждающей жидкости, воздуха через АДТ, а также температуру окружающей среды, по формуле

$$t'_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}} \left( \frac{1}{\alpha_p F_{\text{охл}}} + \frac{1}{2G_{\text{охл}} C_{p,\text{охл}} \rho_{\text{охл}}} + \frac{1}{2W_v C_{p,\text{окр}} \rho_{\text{окр}}} \right) + t'_{\text{окр}},$$

можно рассчитать и построить в IV квадранте зависимости температуры охлаждающей жидкости от теплового потока. При этом расходы охлаждающей жидкости и воздуха принимаются постоянными на всех скоростных и мощностных режимах двигателя до номинальной мощности  $N_{e \text{ ном}}$ . На режиме максимального крутящего момента  $M_{\text{кр, макс}}$  в связи с уменьшением частоты вращения коленчатого вала расход охлаждающей жидкости и воздуха соответственно уменьшается.

6. Дополнив тяговую характеристику зависимостями  $Q_{\text{охл}} = f(N_e)$  и  $t'_{\text{охл}} = f(Q_{\text{охл}})$  в III и IV квадрантах, путем графических построений определяют температуру охлаждающей жидкости при любой силе тяги и температуре окружающей среды +35 или +45°C. Для этого из точки В (рис. 1) принятого значения силы тяги  $R_{\text{кр}}$  восстанавливают ординату и определяют тяговую мощность трактора  $N_{\text{кр}}$  на необходимой передаче (точка  $b_2$  на II передаче). Далее, продлив ординату до пересечения с зависимостью крутящего момента  $M_e$  от касательной силы тяги  $R_{\text{к}}$  и проведя через эту точку прямую, параллельную оси абсцисс, определяют эффективную мощность двигателя на данной передаче и для принятой силы тяги. Проведя прямую, параллельную оси ординат, до пересечения с зависимостью  $Q_{\text{охл}} = f(N_e)$ , определяют тепловой поток от цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость. Из точки полученного значения теплового потока проводят параллельную оси абсцисс прямую до пересечения с зависимостью температуры от теплового потока в IV квадранте при соответствующей температуре окружающей среды. Восстановив перпендикуляр из данной точки на ось абсцисс, получают температуру охлаждающей жидкости.

В ряде тракторов в АДТ, помимо узлов охлаждения дизеля, устанавливают радиаторы охлаждения масла ГСОМ, коробки с переключением на ходу и т.д. Температура охлаждающей жидкости при установке в АДТ этих узлов увеличивается. Так, исследованиями установлено, что при тепловом потоке от радиатора ГСОМ 5,24–5,82 кВт температура охлаждающей жидкости увеличивается на 3–4°C. Поэтому при установке в АДТ дополнительных тепловыделяющих узлов, не связанных с двигателем, вводят необходимую поправку по температуре охлаждающей жидкости. Указанную поправку можно учитывать графически, введя дополнительную шкалу температуры охлаждающей жидкости с учетом ГСОМ.

На основании проведенного тягового расчета и построенной тягово-температурной характеристики устанавливается не только характер изменения основных тяговых и экономических показателей трактора, но и характер изменения температурного режима двигателя в зависимости от загрузки его и температуры окружающей среды. Представляется возможным заранее опре-

делить необходимость использования устройств, обеспечивающих поддержание температуры охлаждающей жидкости в заданных пределах с целью получения наибольшей мощности, экономичности и долговечности двигателя на всех режимах его работы. По приведенной методике может быть построена расчетная тягово-температурная характеристика имеющегося или проектируемого трактора на любых агротехнических фонах, горизонтальной поверхности и склонах с учетом изменяющихся параметров трактора и двигателя, и проведен полный анализ тяговых, мощностных, экономических и температурных параметров трактора.

### Литература

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы. – Минск, 1977, с. 164. 2. Л ь в о в Е.Д. Теория трактора. – М., 1952, с. 183. 3. Построение тяговой характеристики трактора на поперечном склоне/ И.П.К с е н е в и ч, А.И.Я к у б о в и ч, П.А.А м е л ь ч е н к о, В.В.Г у с ь к о в, – Тракторы и сельхозмашины, 1978, № 3, с. 5. 4. Г а в р и л о в А.К. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. – М., 1966, с. 50.

УДК 621.431.73

Г.М.Кокин, проф.  
(БПИ)

### ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТЬ И СКОРОСТНЫЕ КАЧЕСТВА АВТОБУСОВ

Транспортная производительность автобусов определяется вместимостью (числом пассажиров, включая стоящих) и средней эксплуатационной скоростью. Вместимость принимается, исходя из ожидаемого потока пассажиров, с учетом назначения (городской, междугородный) и ограничивается величиной общей массы, связанной с нагрузкой на ось. Нагрузка на одну ось по ГОСТу не должна превышать для дорог класса А 10 т и для дорог класса Б 6 т.

На среднюю эксплуатационную скорость влияют дорожные условия, организация и безопасность движения; основным определяющим фактором является средняя техническая скорость. Для городских автобусов важную роль играют расстояние между остановками, простой при посадке пассажиров, под светофорами и т.д. Для таких автобусов высокая максимальная скорость не может быть использована и большое значение имеет величина динамического фактора, обеспечивающая короткое время разгона.

Для других автобусов дальнейшее повышение транспортной производительности возможно за счет повышения средней технической скорости. Способность автобуса быстро разогнаться и иметь достаточно высокую техническую скорость зависит от мощности установленного на автобусе двигателя и принятых скоростных данных на основных передачах трансмиссии.

В настоящее время автобусы классифицируют по общей длине и назначению. Общая длина в определенной степени, в зависимости от назначения, ха-

рактирует вместимость и полную массу автобуса. По общей длине автобусы делятся на особо малые — длиной от 3 до 6 м, малые — от 6 до 8 м, средние — от 8 до 10 м, большие — от 10 до 12 м, особо большие и сочлененные — длиной от 16,5 до 18 м; по назначению — на городские, пригородные, общие, междугородные или туристские и специальные.

При исследовании энергонасыщенности автобуса наиболее удобный показатель — удельная мощность, представляющая отношение максимальной мощности (в киловаттах) к полной массе автобуса с пассажирами (в тоннах). Вторым основным показателем является развиваемая техническая скорость при коэффициенте суммарного дорожного сопротивления  $\psi = f \cos \alpha \pm \pm \sin \alpha$ , определяющем сопротивление качению с учетом гашения колеблющейся массы автобуса и сопротивление движению от подъема дороги.

Средний коэффициент суммарного дорожного сопротивления по наибольшей математической плотности можно принимать: при контрольных заводских испытаниях на горизонтальном асфальтированном шоссе высшего качества  $\psi = 0,015$ ; для горизонтального асфальтированного или бетонного шоссе  $\psi = 0,20$ ; для асфальтированного шоссе среднего качества по равнинной местности  $\psi = 0,033$ ; для асфальтированного шоссе по холмистой местности или гравийного шоссе по равнинной местности  $\psi = 0,042$ ; для тяжелых дорог — шоссе ниже среднего качества по холмистой местности, грунтовые улучшенные дороги  $\psi = 0,076$ .

Исследования проводились путем математического моделирования движения автобусов. На ЭЦВМ задавались условия движения для каждого автобуса при переменных сопротивлениях. В зависимости от сопротивления движению и удельной мощности двигателя определялись возможные скорости. Сравнение данных исследований с результатами заводских дорожных испытаний автобусов производства советских предприятий подтвердило достаточную достоверность данных математического моделирования для практических выводов. Исследованиям было подвергнуто 27 автобусов производства советских предприятий и иностранных фирм.

Результаты исследований приведены в табл. 1.

Среди фирменных данных автобуса наибольший интерес представляют тип, общая масса, максимальная скорость и мощность двигателя. В графе 2 под индексами подразумевается: "Г" — городской; "0" — общего назначения; "Т" — туристский, "С" — специальный; "П" — пригородный.

В графе 8 приведена удельная мощность, характеризующая энергонасыщенность. В графах 9—13 представлены технические скорости движения при различных суммарных дорожных сопротивлениях, описанных выше. В графах 14 и 15 приведены максимальный динамический фактор и соответствующая скорость движения на низшей передаче, что определяет возможность преодоления максимальных дорожных сопротивлений и создание ускорения автобусу при трогании. Использование максимального динамического фактора ограничивается сцеплением ведущих колес с дорогой.

Показанное в графе 16 условное время разгона автобуса до скорости 60 км/ч не учитывает времени, затраченного на переключение передач, что при пятискоростной коробке составляет 3—4 с.

Т а б л и ц а 1. Показатели автобусов

Модель, страна, год выпуска	Тип	По данным фирмы						По результатам исследований							
		Число мест		Общая масса, кг	Максимальная скорость, км/ч	Мощность двигателя, кВт/частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	Удельная мощность, кВт/т	Скорость (км/ч) при различных суммарных дорожных сопротивлениях, характеризующих коэффициентом					Максимальный динамический фактор на низкой передаче коробки передач и соответственная скорость, км/ч	Условное время разгона до скорости 60 км/ч, с	
		общее	для сидения					0,015	0,020	0,033	0,042	0,076			
															Д
<b>Особо малого класса длиной от 3 до 6 м</b>															
Раф-2203, СССР, 1976	Г	11	11	2710	120	70/4500	26,0	110	106	96	84	60	0,26	17	10
Уаз-452В, СССР, 1976	Г	10	10	2690	95	53/4000	17,6	112	112	112	92	71	0,48	10	15,2
Шевролет-31306 США, 1977	С	8	8	3357	136	110/3800	36,0	131	131	125	119	94	0,38	16	16
АуВергер-35Е, ФРГ, 1977	Т	14	14	3650	101	55/4300	15,5	97,0	81,5	75	68	44	0,18	21	18
<b>Малого класса, длиной от 6 до 8 м</b>															
ПаЗ-672, СССР, 1968	Г	23	45	7825	80	85/3200	10,8	83	83	70	54	39	0,33	6	33
КавЗ-685г, СССР, 1975	Г	21	21	6620	80	85/3200	12,8	83	83	76	66	48	0,39	6	27
Александр-1706, Англия, 1976	Г	23	34	6300	77	66/3600	8,4	72	60	57	57	28	0,33	12	66
Фиат-314, Италия, 1976	Т	30	30	9200	100	88/3200	7,4	92	84	74,7	60,4	33	0,93	8	39
Икарус-7Н132, Венгрия, 1976	Т	28	28	9000	92	97/2200	10,8	86	69	59	59	32,5	0,89	11	51
Сузи-370, Япония, 1976	О	22	28	5400	110	107/2300	20,5	110	103	75,5	84	55	0,18	25	13

7\*

## Среднего класса, длиной от 8 до 10 м

ЛаЗ-697М, СССР, 1975	Т	33	33	10635	85	110/3200	10,3	87	87	72	40	59	0,36	4,0	43
ЛиаЗ-677В, СССР, 1970	Т	38	38	11690	70	110/3200	11,3	83	83	77	60	41	0,28	8	67
ЛиаЗ-677В, СССР, 1973	П	34	66	13820	70	133/3200	9,5	82	82	67	41	18	0,30	6	42
КавЗ-3100, СССР, 1976	Г	23	68	14920	70	110/3200	7,4	80	80	40	44	26	0,19	8	80
Хино-320, Япония, 1976	Г	59	59	8675	90	115/3200	13,1	101	95	74	67	44	0,38	5,1	25
Даймлер Бенц-030310, ФРГ, 1976	Т	37	37	12500	108	142/2500	11,2	103	95	73	70	40	0,29	9	30

## Большого класса, длиной 10-12 м

99

ЛаЗ-699Н, СССР, 1964	Т	41	41	12640	102	132/3200	10,5	98	87	60	59	37	0,32	6,4	30
ЛаЗ-695Н, СССР, 1975	Г	34	59	11425	70	110/3200	9,7	91	85	64	56	22	0,27	10	54
Бритиш Лейланд-007, Англия, 1976	П	44	53	14230	80	147/2200	7,4	80	80	74	57	35	0,38	6	32
АМДженерал-9640, США, 1976	Т	53	53	15000	90	193/2100	12,8	90	90	90	61	39	0,35	9	38
МаН-240, ФРГ, 1976	П	53	81	16000	89	176/2300	11,0	89	89	66	61	39	0,30	8	53
Вольво-59, Швеция, 1976	Г	35	90	16000	90	213/2200	10,5	89	89	49	61	39	0,29	9	33
Мисса-20, Япония, 1976	Г	31	94	13000	75	136/2300	10,4	75	75	75	75	40	0,41	5	26
Мерседес, ФРГ, 1976	Т	61	61	16000	115	235/2500	18,4	119	119	89	78	50	0,31	12,4	34

## Особо большого класса, длиной свыше 18 м

Ветгер Мерседес-305, ФРГ, 1976	Г	50	151	23000	80	155/2200	6,7	80	78	55	42	20	0,24	6	72
МаН-192, ФРГ, 1976	Г	50	124	22500	74	162/2200	7,2	82	82	59	41	26	0,15	12	54
Икарус-280, Венгрия, 1976	Г	35	148	22500	63	142/2000	6,2	64	64	46	43	21	0,17	10	71

Т а б л и ц а 2. Рекомендуемые показатели скорости при  $\psi = 0,033$  и энергонасыщенности

Класс и назначение автобуса	Скорость, км/ч	Энергонасыщенность, кВт/т
Особо малые всех назначений	120	30,0
Малые городские	80	13,0
Малые туристские	100	18,0
Средние городские	80	12,5
Средние туристские	100	16,0
Большие городские	70	10,5
Большие туристские	90	13,5
Особо большие городские, в том числе сочлененные	70	10,0

В результате анализа данных табл. 1 можно сделать следующие обобщения: все упомянутые в таблице автобусы развивают максимальную скорость, рекламируемую фирмой, за исключением РАФ-2203, ФИАТ-314 и ИКАРУС-74132, которые при коэффициенте дорожного сопротивления  $\psi = 0,015$  максимальной скорости развивать не могут. Большинство автобусов развивает максимальную скорость, рекламируемую фирмой при дорожном сопротивлении  $\psi = 0,020$ , а автобусы УАЗ-3452, ЛАЗ-6773, АМДженерал-9640 развивают максимальную скорость при  $\psi = 0,033$  — на асфальтированном шоссе среднего качества по равнинной местности. Автобус НИССП-20 развивает максимальную скорость при  $\psi = 0,042$ .

Особо малые автобусы, выпускаемые на базе использования агрегатов легковых автомобилей и по условиям эксплуатации близкие к ним, имеют высокие энергонасыщенность и скорость движения. У других автобусов для  $\psi = 0,033$  при энергонасыщенности от 6,3 до 20 кВт скорость находится в пределах от 55 до 90 км/ч. Для  $\psi = 0,042$  при той же энергонасыщенности — в интервале 45—85 км/ч: при  $\psi = 0,076$  скорости движения, в зависимости от энергонасыщенности, имеют большой разброс. Здесь значительное влияние оказывает рациональный выбор передаточных чисел низших передач коробки.

С целью обеспечения максимально возможной тяговой силы для трогания и разгона на низшей передаче из условия, что на ведущие колеса приходится 65% общей массы автобуса, и принимая коэффициент сцепления шин ведущих колес с дорогой  $\varphi = 0,6$ , максимальный динамический фактор по сцепному весу будет равен  $D = 0,65 \times 0,6 = 0,39$ . Из графы 14 табл. 1 следует, что большинство автобусов не использует возможности увеличения тяговой силы для разгона.

Исходя из предпосылок повышения транспортной производительности автобусов за счет роста средней технической скорости, с учетом существующих ограничений по безопасности движения, на основе исследований можно рекомендовать для движения автобусов по наиболее распространенным дорогам, характеризуемым средним коэффициентом дорожного сопротивления  $\psi = 0,033$ , скорость движения и энергонасыщенность в зависимости от назначения (см. табл. 2).

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ

Экономические показатели автомобильного дизеля обуславливаются его конструкцией, номинальной мощностью, моторесурсом, а также расходами на его эксплуатацию. Причем, эксплуатационные расходы составляют более 90% от приведенных затрат, в то время как капитальные вложения — только 8% [1]. Поэтому задача повышения экономичности двигателя определяется прежде всего эксплуатационными характеристиками.

Автомобильные дизели значительное время работают на частичных нагрузках, что неизбежно приводит к снижению эффективного кпд и росту удельного расхода топлива. Это объясняется тем, что все агрегаты двигателя и автомобиля рассчитаны и настроены на сравнительно узкий диапазон изменения нагрузочного и скоростного режимов. Так как при уменьшении нагрузки возрастают относительные потери на привод вспомогательных механизмов (в частности, на систему охлаждения двигателя), большое значение приобретает оптимизация параметров этих механизмов по эксплуатационным режимам работы. Количественные характеристики режимов работы двигателя необходимы при выборе исходных параметров, конструкции и расчета, испытании и оптимизации его систем и агрегатов, наконец, при прогнозировании норм расхода горюче-смазочных материалов и технического обслуживания.

Правильный выбор расчетного нагрузочного и скоростного режимов возможен лишь на основе тщательного изучения эксплуатационных режимов работы двигателей в условиях обычной эксплуатации.

В отличие от традиционного тензометрического метода определения крутящего момента в последнее время часто используется косвенный метод — по положению рейки топливного насоса или грузиков всережимного регулятора [2]. На кафедре ДВС БПИ изготовлен прибор, основанный на указанном выше принципе определения нагрузки [3]. В настоящей статье изложена методика и некоторые результаты исследования режимов работы автомобильного дизеля семейства 12ЧН 15/18.

Исследование проведено в два этапа: стендовые и ходовые испытания двигателя. Для проведения стендовых испытаний была собрана экспериментальная установка, показанная на рис. 1. Оборудование установки позволяет производить измерения, необходимые для построения тормозных и теплобалансовых характеристик двигателя. При этом измерение температур воды в системе охлаждения  $T_w$ ; воздуха, поступающего в цилиндры двигателя  $T_B$ ; выхлопных газов  $T_{в.г}$  производится с помощью одиночных термпар и термобатарей из хромелевой и копелевой проволоки с регистрацией на автоматическом потенциометре КСП-4. Применение термобатарей для измерения

разности температур воды, входящей и выходящей из двигателя, позволяет использовать всю шкалу потенциометра для записи с погрешностью 0,1 К, что обеспечивается предварительной тарировкой.

Измерение расходов воды в системе охлаждения  $G_W$ ; топлива двигателем  $G_T$  проводилось с помощью расходомера фирмы "Schlumberger" датчиками турбинного типа с погрешностью 1%. Для обеспечения длительной бесперебойной работы датчиков перед испытаниями система охлаждения была обработана хромовым ангидридом и заполнена водой с трехкомпонентной присадкой в следующем составе: калиевый хромпик, нитрид натрия, тринатрийфосфат по 50 г на 100 л. Расход воздуха двигателем  $G_B$  измерялся с помощью стандартного насадка с лемнискатным входом и микроманометра.

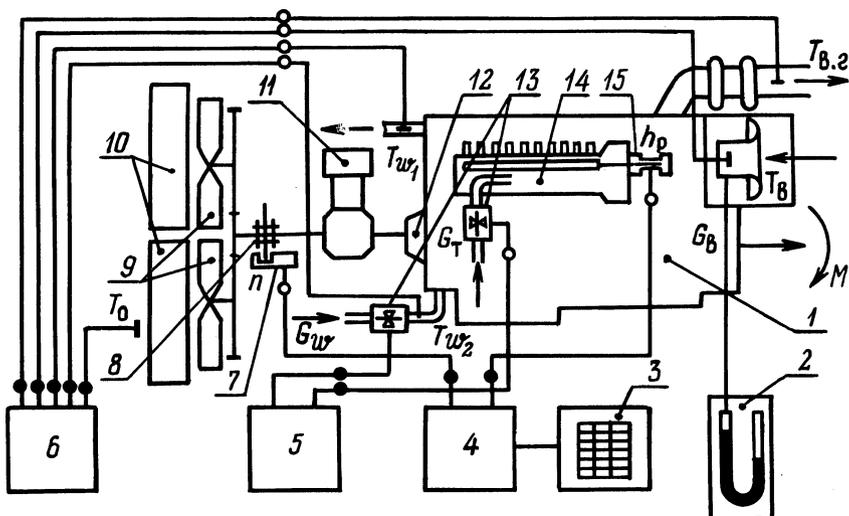


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 - дизель 12ЧН 15/18; 2 - микроманометр; 3 - блок регистрации; 4 - блок анализаторов; 5 - указатель расходомеров; 6 - КСП-4; 7 - индукционный датчик частоты вращения; 8 - зубчатый диск; 9 - вентиляторы; 10 - радиаторы; 11 - компрессор; 12 - водяной насос; 13 - турбинные расходомеры; 14 - топливный насос; 15 - датчик рейки.

Программа испытаний включала в себя определение показателей двигателя при его работе по внешней скоростной характеристике (кривая  $ab$  на рис. 2) и в режиме торможения (кривая  $cd$ ). Указанные характеристики определяют границы области режимов работы двигателя по нагрузке. По частоте вращения эти границы определяются минимальной частотой вращения холостого хода и максимальной частотой, ограниченной регулятором. Таким образом, поле, ограниченное кривыми  $a-b-c-d$ , представляет собой область возможных режимов работы дизеля. В дальнейшем эта область разбивается на ряд зон, центрами которых являются узловые точки на по-

верхности, и в каждой зоне определяются показатели работы двигателя в зависимости от положения рейки  $h_p$  и частоты вращения коленчатого вала  $n$ . На этом рисунке представлена поверхность, соответствующая  $N_e = f(h_p, n)$ .

Регистрация режима работы дизеля производится с помощью комплекса режимометрической аппаратуры 3 и 4 и датчиков 7, 8, 15 (см. рис. 1). Блок анализаторов 4 опрашивает состояние датчиков 7 и 15 (частота опроса 6 Гц), анализирует скоростной режим работы двигателя по состоянию датчика 7, нагрузочный — по датчику 15 и дает команду на запись в блоке регистрации 3. Счетчики блока регистрации фиксируют режим работы дизеля в дан-

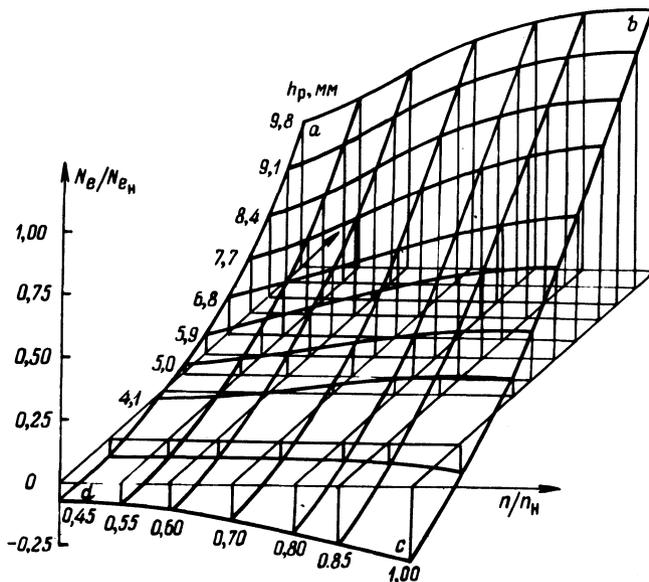


Рис. 2. Поверхность, соответствующая зонам блока регистрации по эффективной мощности.

ный момент. Применение анализаторов и блока регистрации облегчает дальнейший анализ результатов, так как нет необходимости в трудоемкой обработке осциллограмм по таблицам или с применением формул, описывающих поверхности типа  $abcd$  по методике [4].

Второй этап — ходовые испытания, которые были проведены в различных дорожных и погодных условиях. Испытания проводились на дорогах с различным покрытием: асфальтированное шоссе, грунтовое шоссе с улучшенным покрытием, грунтовая дорога. Весь объем испытаний проводился с полной загрузкой автомобиля в соответствии с инструкцией по его эксплуатации. Для регистрации нагрузочного режима дизеля в качестве измерительной аппаратуры применен прибор, описанный выше.

Результаты ходовых испытаний показаны на рис. 3, где представлены двумерные плотности распределения  $P_{\xi}(N_e, n)$  работы двигателя с нагрузкой  $N_e$  и частотой вращения  $n$ . Поверхность  $abcd$ , изображенная на рис. 2, положена в основание двумерной плотности распределения на рис. 3. Анализ результатов ходовых испытаний показывает, что при движении автомобиля по асфальтированному шоссе 38,8% времени двигатель работал в зоне внешней скоростной характеристики. (Следует отметить, что время работы на том или ином режиме отнесено к полному времени работы двигателя). При на-

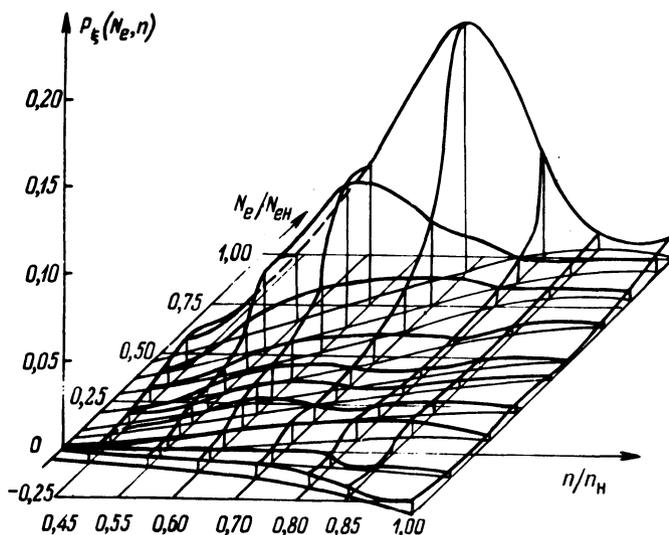


Рис. 3. Двумерные плотности распределения работы двигателя с нагрузкой  $N_e$  и частотой вращения  $n$ . Движение по грунтовому шоссе с улучшенным покрытием.

Т а б л и ц а 1. Время работы дизеля

Дорожные условия	Работа по внешней скоростной характеристике, % времени	88–100% $N_{eH}$ и 83–100% $n_H$ , % времени
Асфальтированное шоссе	38	28
Грунтовое шоссе с улучшенным покрытием	32	6,3
Грунтовая дорога без покрытия	36	2,3
Заснеженная дорога	38	13

грузке 90–100%  $N_{ен}$  и частоте вращения 85–100%  $n_H$  работа происходит в течение 27,7% времени. Незначительное время (4,1%) двигатель работал при 84–100%  $M_{max}$ . Время работы в режиме холостого хода и торможения составляет 1,5% от общего времени работы.

Ходовыми испытаниями установлено, что независимо от состояния покрытия и интенсивности движения автомобиля двигается со средними скоростями 45 км/ч, 30 и 25 км/ч по асфальтированному шоссе, грунтовому с улучшенным покрытием и грунтовой дороге соответственно. Вследствие низкой скорости движения автомобиля влияния интенсивности движения и погодных условий на режим работы двигателя не обнаружено.

Испытания на грунтовом шоссе с улучшенным покрытием показали, что по внешней скоростной характеристике двигатель работает 41,2% времени, но преимущественный режим работы перемещается в зону максимального крутящего момента 84–100%  $M_{max}$ , где работа происходит в течение 32,4% времени. В отличие от эксплуатации по асфальтированной дороге здесь время работы на малых нагрузках составляет 9,5%. На режиме, близком к номинальному, т.е. 90–100%  $N_{ен}$  и 85–100%  $n_H$ , двигатель работал всего 6,3% времени.

Движение по грунтовой дороге без покрытия характеризуется меньшей загрузкой двигателя. При 90–100%  $N_{ен}$  и 85–100%  $n_H$  работа двигателя продолжалась не более 2,5%, а в зоне 84–100%  $M_{max}$  — не более 29% времени работы под нагрузкой.

Наиболее напряженный тепловой режим работы двигателя совпадает с движением автомобиля по асфальтированному шоссе, где температура воды в системе охлаждения достигает 368–371 К, а теплоотдача в охлаждающую жидкость — 100%.

Характерные для различных дорожных условий режимы работы двигателя включены в табл. 1.

По мере ухудшения дорожных условий увеличивается разброс нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя относительно среднестатистического. При случайном процессе нагружения мерой рассеяния может служить дисперсия или среднеквадратическое отклонение по нагрузочным и ско-

на различных режимах

84–100% $M_{max}$ и 58–83% $n_H$ , % времени	Работа с 10% $N_{ен}$ и на холостом ходу, % времени	Математическое ожи- дание		Среднеквадратичес- кое отклонение	
		$M_{п'}$ , мин <sup>-1</sup>	$M_{hp'}$ , мм	$\sigma_{п'}$ , мин <sup>-1</sup>	$\sigma_{hp'}$ , мм
9,3	2,4	1722	8,5	220	1,8
32	13	1440	7,7	237	2,4
28	9,0	1334	7,9	247	2,9
50	3,8	1457	9,1	218	1,9

ростным параметрам. При движении автомобиля по асфальтированному шоссе и грунтовой дороге частные среднеквадратические отклонения по частоте вращения и положению рейки увеличиваются от 220 до 247 мин<sup>-1</sup> и от 1,8 до 2,9 мм соответственно. Этим объясняется менее напряженный тепловой режим работы двигателя при движении автомобиля в плохих дорожных условиях, так как преимущественно двигатель работает в режиме, где теплоотдача в охлаждающую воду составляет лишь 60% от максимальной.

**В ы в о д ы.** 1. Разработана методика, которая позволяет исследовать нагруженность дизеля и его системы охлаждения непосредственно в условиях эксплуатации автомобиля.

2. Наибольшая загрузка двигателя по мощности, его системы охлаждения наблюдается при движении автомобиля по асфальтированному шоссе, где двигатель 27,7% времени работает на режиме, близком к номинальному, и теплоотдача в охлаждающую жидкость достигает 100%.

3. Движение по грунтовой дороге характеризуется меньшей загрузкой двигателя и системы охлаждения; здесь  $N_e = 70-88\% N_{ен}$  и теплоотдача в охлаждающую жидкость составляет 60% от максимальной.

### Литература

1. Г о д о в а н н ы й В.М. Исследование влияния условий эксплуатации на выбор мощностных параметров грузовых автомобилей и автомобильных поездов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1973. — 28 с. 2. Ч е р н ы ш е в Г.Д., С л а б о в Е.П., Т е р е щ у к А.Г. Исследование эксплуатационных режимов работы двигателей ЯМЗ. — Автомобильная промышленность, 1975, № 10, с. 5—7. 3. П ы ш к и н Б.Е. Прибор для исследования эксплуатационных режимов работы дизеля. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 145—149. 4. О методике сбора и обработке информации об эксплуатационных режимах бензинового двигателя и его топливной системы / К о т и к о в Ю.Г., Л у к и н с к и й В.С., У л и т и н В.Г. и др. — Науч. труды ЦНИТА, 1975, вып. 67, с.75—83.

УДК 621.431

Д.М.Пинский, инж., В.А.Рожанский,  
Г.М.Кухаренок, канд-ты техн. наук  
(БПИ)

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ФОРСУНКИ ФД-22 С ЗАКРЫТОЙ ПОЛОСТЬЮ ПРУЖИНЫ

В топливных системах автотракторных дизелей топливо, просочившееся в процессе впрыска между иглой и корпусом распылителя, отводится из полости пружины по отдельным топливопроводам в бак.

Один из возможных путей совершенствования топливной системы дизеля — применение форсунок с закрытой полостью пружины [1].

Целесообразно применять подобные форсунки с насосами, имеющими наряду с нагнетательным перепускной клапан, ограничивающий остаточ-

ное давление в нагнетательном топливопроводе. К таким насосам относится насос НД-21.

В настоящей работе проведены сравнительные испытания серийной и опытной форсунок с закрытой полостью при применении насоса НД-21. Испытания проводились на безмоторном стенде и одноцилиндровой установке, имеющей размерность двигателя Д-240.

В ходе исследования измерялось давление в полости пружины форсунки тензодатчиком, в топливопроводе высокого давления и камере сгорания одноцилиндрового двигателя пьезоэлектрическими датчиками [2].

Испытания на безмоторном стенде показали, что при постоянном положении дозатора насоса наибольшая цикловая подача топлива на различных скоростных режимах обеспечивается в процессе применения серийной форсунки (рис. 1). Так, при  $n = 1100$  об/мин подача топлива серийной форсункой составила 59 мг/цикл, опытной — 53 мг/цикл. Разница в величинах цикловой подачи топлива форсунками с уменьшением частоты вращения изменяется незначительно.

При постоянном положении дозатора и частоте вращения вала насоса изменение системы отвода топлива из полости пружины ведет к изменению действительного угла опережения впрыска топлива (рис. 1). Величина этого угла при применении опытных форсунок меньше, чем для серийной.

Отмеченное изменение  $q_{ц}$  и  $\theta$  обусловлено наличием давления в полости пружины опытных форсунок. Результаты измерения давления в полости пружины и в нагнетательном топливопроводе представлены в табл. 1.

Из приведенных результатов видно, что с увеличением частоты вращения максимальное и остаточное давления в топливопроводе растут. Для серийной и опытной форсунок  $p_{max}$  имеет практически одинаковую величину, а  $p_{ост}$  для опытной форсунки на 0,6–0,8 МПа выше, чем для серийной. Среднее давление в полости пружины несколько выше остаточного давления в топливопроводе. Его величина с уменьшением частоты вращения вала насоса уменьшается и приближается к величине остаточного давления в топливопроводе. Отмеченное в ходе испытаний уменьшение давления в полости пружины при уменьшении частоты вращения вала насоса связано с падением остаточного давления в топливопроводе и с увеличением времени, отводимого на перетекание топлива из полости пружины в топливопровод.

Т а б л и ц а 1. Результаты индцирования форсунок

Давление	Тип форсунки	Частота вращения вала насоса, об/мин		
		1100	850	600
Максимальное давление впрыска $p_{max}$ , МПа	Серийная	34,5	29,5	25,0
	Опытная	35,0	29,5	25,0
Остаточное давление в топливопроводе $p_{ост}$ , МПа	Серийная	5,6	3,1	2,5
	Опытная	6,4	3,6	3,2
Среднее давление в полости пружины $p_{ср}$ , МПа	Серийная	8,3	4,8	3,9
	Опытная	10,9	7,6	7,0
Максимальное давление в полости пружины $p_{пр}$ , МПа	Опытная	10,9	7,6	7,0

В процессе впрыска давление в полости пружины увеличивается на  $\sim 2$  МПа по сравнению со средним. Это обусловлено дополнительным сжатием топлива при подъеме иглы.

Сравнительные испытания форсунок на одноцилиндровой установке показали, что, применяя опытную форсунку, необходимо изменять регулировку топливного насоса с целью обеспечения номинальной цикловой подачи и устанавливать угол опережения впрыска топлива на  $3^\circ$  п.к.в. больше, чем для серийной форсунки.

Анализ нагрузочных характеристик, снятых при  $n = 2200, 2000, 1700, 1400$  и  $1200$  об/мин, показал, что опытные форсунки обеспечивают практически одинаковую экономичность двигателя при полных нагрузках и некоторое улучшение экономичности на средних и малых нагрузках. Так, при  $n = 2200$  об/мин и  $p_i = 0,9$  МПа  $g_i$  при работе на обеих форсунках равен  $\sim 181$  г/кВт·ч (рис. 2). При  $p_i = 0,62$  МПа и работе с серийной форсункой  $g_i = 160$  г/кВт·ч, с опытной —  $157$  г/кВт·ч.

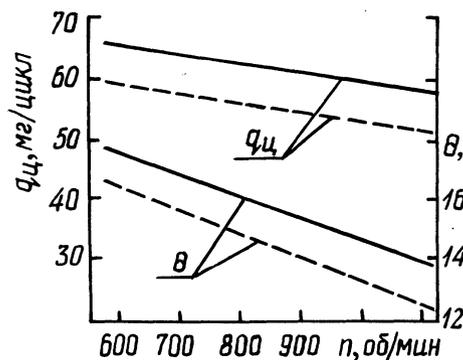


Рис. 1. Зависимость величины цикловой подачи и угла опережения впрыска топлива от частоты вращения вала насоса: — форсунка серийная; - - - форсунка с закрытой полостью пружины.

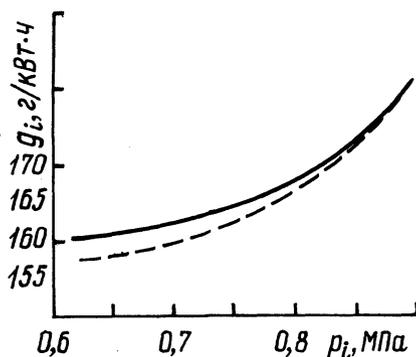


Рис. 2. Зависимость  $g_i$  от нагрузки ( $n = 2200$  об/мин): — форсунка серийная; - - - форсунка с закрытой полостью пружины.

Полученное некоторое повышение экономичности двигателя при применении форсунки с закрытой полостью пружины, вероятно, связано с более быстрой и четкой посадкой иглы форсунки в конечной фазе впрыска, что обусловлено увеличением давления топлива в полости пружины.

Индицирование двигателя показало, что применение опытных форсунок взамен серийных практически не влияет на максимальное давление  $p_{\text{max}}$  и жесткость сгорания  $dp/d\varphi$ . Так, при  $p_i = 0,9$  МПа и  $n = 2200$  об/мин для серийной форсунки  $p_{\text{max}} = 7,6$  МПа;  $dp/d\varphi = 0,79$  МПа/град, для опытной форсунки соответственно  $7,9$  МПа и  $0,7$  МПа/град.

Проведенное исследование показало, что показатели рабочего цикла и процесса сгорания дизеля Д-240, укомплектованного насосом НД-21, в случае применения форсунок с закрытой полостью и серийных практически оди-

наковы. При этом форсунка с закрытой полостью обеспечивает на неполных нагрузках ( $p_1 = 0,80$  МПа) несколько большую экономичность двигателя, чем серийная.

## Литература

1. Шкрет Л.Я. К исследованию утечек топлива из форсунки дизельного двигателя. — Труды НИИ, 1970, т. 200, с. 198. 2. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б.С.Стефановский, Е.А.Скобцов, Е.К.Корси и др. М., 1972, с. 379.

УДК 621.436

С.Н.Явнишкис, инж., В.В.Бортник, инж.  
(Вильнюсский завод топливной аппаратуры)

### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАЗРАБОТКИ И ИСПЫТАНИЙ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОГРАНИЧЕНИЯ ДЫМЛЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Характерная особенность развития тракторных дизелей — высокая степень их форсирования за счет применения турбонаддува и охлаждения наддувочного воздуха. Это в свою очередь требует соответствующего увеличения цикловых подач топлива и выдвигает дополнительные требования к системам топливоподачи на разгонных и переходных режимах работы дизелей. Наличие только газовой связи турбокомпрессора с дизелем вызывает повышенное дымление дизеля при разгоне с высокими цикловыми подачами, так как турбокомпрессор вследствие инерции относительно медленно увеличивает число оборотов, не обеспечивая необходимой подачи воздуха на режимах разгона дизеля [1]. Значительное снижение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  на этих режимах приводит к дымному выхлопу, перегреву деталей, образующих камеру сгорания, повышению эксплуатационного расхода топлива на единицу выполненной трактором работы.

Проблема охраны окружающей среды тесно связана с решением задачи по ограничению дымления автотракторных дизелей на режимах разгона. Решение этой задачи заключается в обеспечении подачи топлива в зависимости от давления наддувочного воздуха.

Оптимальная подача топлива на режиме разгона с учетом требуемой скорости разгона трактора должна быть увязана со скоростью нарастания давления наддува, что позволит ограничить зону работы дизеля с  $\alpha_{\min}$ . Это достигается при помощи устройства, ограничивающего максимальные цикловые подачи топлива во время разгона ротора турбонагнетателя до достижения определенного давления наддува.

Для ограничения дымления дизелей с турбонаддувом на Вильнюсском заводе топливной аппаратуры разработано и испытано специальное пневматическое устройство, устанавливаемое непосредственно на топливном насосе и

ограничивающее цикловую подачу во время разгона ротора турбокомпрессора. Управляющим сигналом служит давление воздуха во впускном коллекторе дизеля.

Устройство, именуемое в дальнейшем ограничителем дымления ОД, монтируется на крышке регулятора и может быть применено на любой из модификаций унифицированного ряда распределительных топливных насосов НД, устанавливаемых на двух-, четырех-, шести- и восьмицилиндровых дизелях. Ограничители дымления в последние годы широко используются на зарубежных тракторных дизелях с турбонаддувом [2]. У нас в стране применение ОД на дизеле является первым опытом использования в массовом производстве и организовано для комплектации топливных насосов 221.1111003-50 двигателей СМД-72 Харьковского завода тракторных двигателей.

На рис. 1 показан ограничитель дымления для топливных насосов НД.

ОД состоит из диафрагменного узла 8 и подвижного рычага упора 3, который установлен на оси 4, запрессованной в крышку регулятора 2. Диафрагменный узел 8 установлен на крышке регулятора 2 и контрится от осевых перемещений при помощи гайки 7.

Работает ОД следующим образом. При разгоне дизеля (перемещении рычага регулятора в сторону увеличения подачи) пружина 12, воздействуя через шток 10 и подвижный упор 3, ограничивает перемещение рычага корректора 1 в сторону увеличения цикловой подачи. Ограничение подачи происходит до достижения заданного давления наддувочного воздуха. Усилие от давления наддувочного воздуха, передаваемого из впускного коллектора двигателя по трубке 11 в полость "а" диафрагменного узла 8, воспринимается диафрагмой 9 и передается штоку 10, который, преодолевая сопротивление пружины 12, перемещается в сторону регулятора и отводит подвижный упор 3 от рычага корректора, при этом плавно уменьшает ограничение до полного отключения. Дальнейшее дозирование топлива в зависимости от режима работы двигателя осуществляется регулятором топливного насоса.

Ограничение цикловой подачи осуществляется путем изменения положения диафрагменного узла 8 относительно крышки регулятора 2, регулирование давления начала отключения – изменением предварительного натяжения пружины 12 при помощи гайки 6 и контргайки 5. Момент полного отключения ОД обеспечивается подбором жесткости пружины 12. Между подвижным упором 3 и гайкой 6 установлена пружина 13, назначение которой – исключить контакт упора 3 с рычагом корректора после отключения ОД.

Регулируемыми параметрами функционального назначения ОД являются  $\Delta p_n$  – давление наддувочного воздуха, при котором начинает отводиться подвижный упор 3, ограничивающий подачу топлива;  $\Delta p_{\text{п}}$  – давление наддувочного воздуха, при котором происходит полное отключение ОД;  $G_{\text{т.огр}}$  – часовая подача топлива насосом при отсутствии давления наддувочного воздуха на диафрагму ОД.

За критерий оценки регулировочных параметров ОД приняты время разгона дизеля  $t$  (с) и оптическая плотность отработавших газов  $K$  (%) по дымомеру типа "Хартридж" модели НР 140.

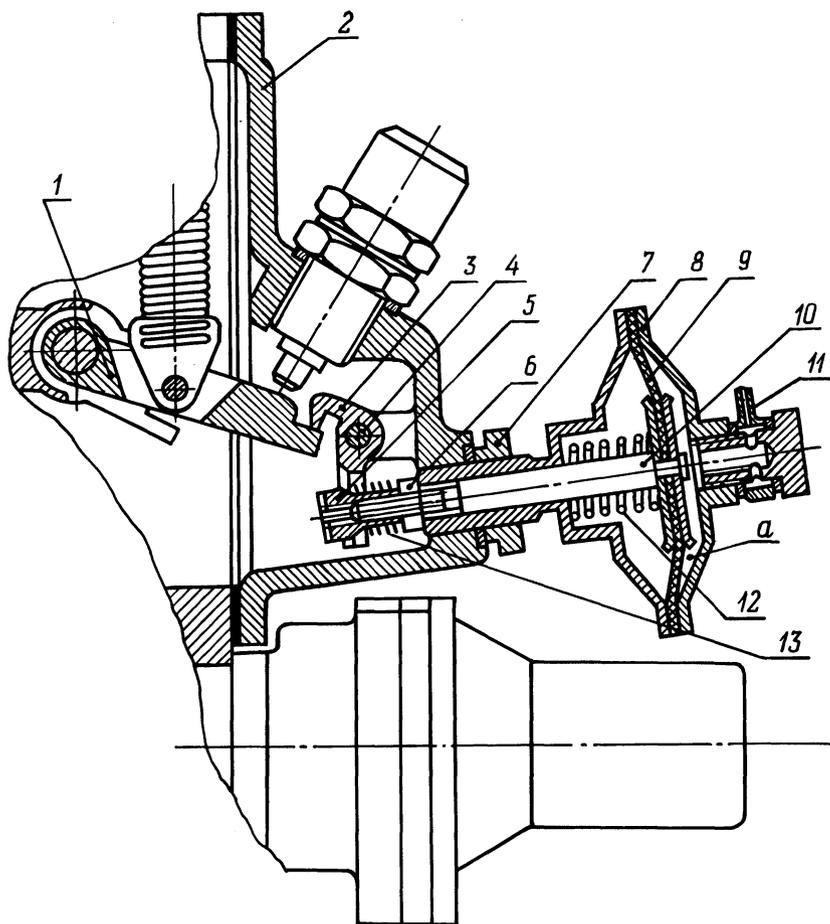


Рис. 1. Ограничитель дымления для одно- и двухсекционных распределительных топливных насосов НД 21/22.

Моторные испытания ОД проведены ГСКБД (г. Харьков) на двигателях СМД-72 в соответствии с требованиями ОСТ 23.1.441-76 "Дизели тракторные и комбайновые. Дымность отработавших газов, нормы и методы определения". В процессе отработки регулировочных параметров ОД сняты зависимости  $K$ ,  $t = f(G_{т.огр})$ ,  $\Delta p_H$  и  $\Delta p_{II}$ . Испытания проведены на тормозной установке, имитирующей разгонные режимы дизеля на тракторе с выходом на установившемся режиме на мощность, равную  $0,7N_e$ ,  $0,8 N_e$  и режиме разгона от минимальной частоты вращения холостого хода до максимальной.

В результате проведенных испытаний установлено:

– изменение  $\Delta p_H$  от 0,014 МПа и выше не оказывает существенного влияния на оптическую плотность отработавших газов, но приводит к увеличению времени разгона;

– с уменьшением  $G_{T.огр}$  снижается оптическая плотность отработавших газов, но увеличивается время разгона дизеля.

С целью сохранения динамических качеств дизеля при разгоне и снижения оптической плотности отработавших газов на основании результатов испытаний приняты следующие значения регулировочных параметров ОД:

$$\Delta p_H = 0,015 - 0,019 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{II} = 0,025 - 0,030 \text{ МПа};$$

$$G_{T.огр} = 0,7 G_T.$$

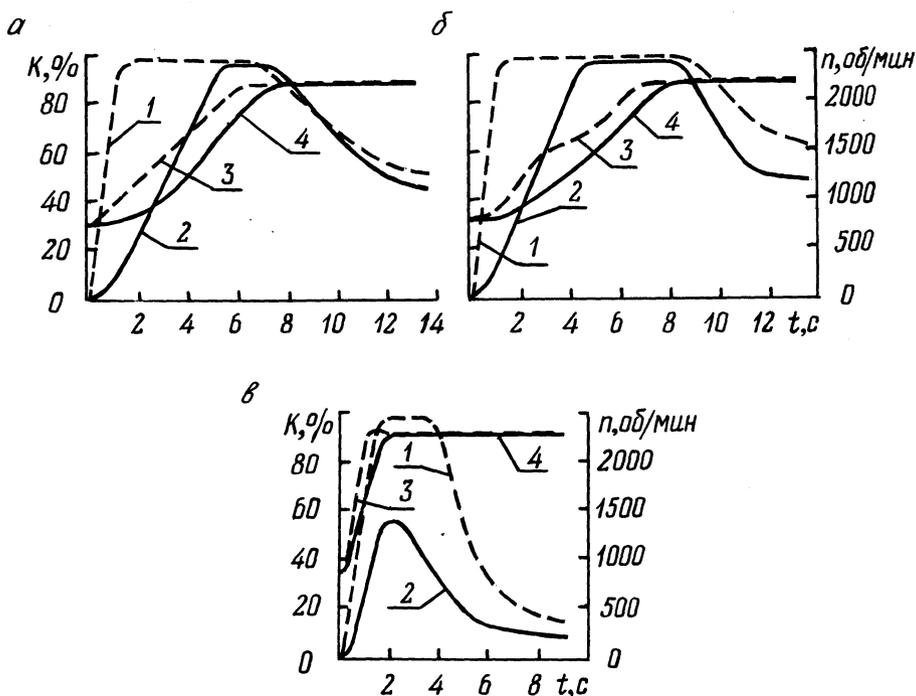


Рис. 2. Осциллограммы оптической плотности отработавших газов и частоты вращения коленчатого вала двигателя СМД-72 при работе с ОД и без него ( $G_{T.огр} = 0,7 G_T$ ): а – наброс от 800 до 2196 об/мин ( $N_e = 103 \text{ кВт}$ ); б – наброс от 800 до 2170 об/мин ( $N_e = 118 \text{ кВт}$ ); в – наброс от  $n_{x.x.min}$  до  $n_{x.x.max}$ ; 1 – оптическая плотность отработавших газов с отключенным ОД; 2 – оптическая плотность отработавших газов с подключенным ОД; 3 – изменение частоты вращения коленчатого вала с отключенным ОД; 4 – изменение частоты вращения коленчатого вала с подключенным ОД.

Данные параметры обеспечивают снижение времени работы дизеля с полной оптической плотностью отработавших газов на режиме разгона с выходом на нагрузку  $0,8 N_e$  в среднем на 34%, с выходом на нагрузку  $0,7 N_e$  — в среднем на 46% по сравнению с аналогичными разгонами без ОД. При этом время разгона дизелей на указанных режимах увеличивается соответственно на 1,6 и 1,1 с. На режиме разгона от  $n_{x/x_{\min}}$  до  $n_{x/x_{\max}}$  ОД обеспечивает снижение дымности отработавших газов от 100 до 41% при увеличении времени разгона с 1,6 до 1,8 с (рис. 2), что соответствует требованиям ОСТ 23.1.441-76 (не более 45%).

Влияние ОД на часовой расход топлива дизелей оценивалось при стендовых испытаниях, а также в условиях эксплуатации дизелей СМД-62 на тракторах Т-150К. По данным ГСКБД и Куб НИИТИМ, применение ОД обеспечивает снижение эксплуатационного расхода топлива на 3–6% (большие затраты относятся к обработке полей с меньшей длиной гона).

В настоящее время ведется отработка регулировочных параметров ОД топливных насосов НД 22/6 для дизелей СМД-60, СМД-62, СМД-64, поставляемых на экспорт, а также усовершенствование ОД в части возможности регулировки давления начала срабатывания на дизеле (наружная регулировка).

**В ы в о д ы.** Применение ОД при эксплуатации дизелей СМД-62, СМД-72 обеспечивает:

- снижение эксплуатационного расхода топлива на единицу выполненной работы на 3–6%;
- уменьшение загрязнения окружающей среды отработавшими газами, так как дымность отработавших газов на режимах разгона снижается на 34–59%.

При разгерметизации впускного тракта или неисправностях турбокомпрессора вследствие снижения при этом цикловой подачи топлива дизель предохраняется от перегрева.

### Литература

1. Диденко А.М., Киктенко В.В. К вопросу ограничения дымления тракторных дизелей с газотурбинным наддувом. — Тракторы и сельхозмашины, 1976, № 1, с. 14–18.
2. Обзорная информация ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш: Токсичность отработанных газов двигателей автотракторного типа и средства ее снижения. — М., 1974, с. 38.

Н.П.Цаюн, канд.техн.наук,  
 П.В.Прокашко, инж.,  
 Г.Я.Якубенко, инж.  
 (БПИ)

## О РАБОТЕ ОБОГАТИТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ХОЛОДНОГО ЗАПУСКА ДИЗЕЛЯ

Экспериментальные исследования, выполненные в нашей стране и за рубежом, свидетельствуют о том, что увеличение цикловой подачи топлива при запуске по сравнению с подачей на номинальном режиме способствует улучшению пусковых качеств дизеля.

Установлено, что для обеспечения надежного запуска дизеля при температуре ниже минус 10°C величина цикловой подачи  $V_{цп}$  должна быть в 2,0—2,5 раза больше ее величины на режиме номинальной мощности  $V_{цн}$ . Поэтому подавляющее большинство топливных насосов современных дизелей имеет специальные устройства — пусковые обогатители. Эти устройства обеспечивают увеличение цикловой подачи во время запуска и автоматически прекращают действие с началом самостоятельной работы дизеля. У большинства современных обогатителей рейка топливного насоса при запуске двигателя удерживается в положении максимальной цикловой подачи пружиной обогатителя. Выключается обогатитель под действием центробежной силы грузов регулятора. Это становится возможным лишь при устойчивой самостоятельной работе двигателя.

В табл. 1 приведены паспортные значения цикловой подачи при запуске некоторых отечественных дизелей автотракторного назначения.

В этой таблице  $\xi_{п}$  так называемый коэффициент обогащения подачи топлива при запуске

$$\xi_{п} = \frac{V_{цп}}{V_{цн}} \cdot 100\%.$$

Многочисленные опыты по запуску дизеля показывают, что при температуре окружающей среды ниже минус 20°C условия холодного запуска способны влиять на работу механизма привода обогатителя. Цель настоящей работы — проверка функциональных возможностей обогатителя на режиме холодного запуска.

Топливный насос марки УТН-5 был подвергнут предварительной проверке и регулировке на безмоторном стенде.

Уместно отметить, что эти проверочно-регулирующие работы в соответствии с техническими требованиями завода-изготовителя выполняются только при температуре +18—+20°C.

Определение величины цикловой подачи каждой секцией насоса производилось на аналитических весах типа АД-200 с точностью до 0,2 мг. На рис. 1 кривыми 1 и 2 представлены зависимости величины цикловой подачи от частоты

Т а б л и ц а 1. Значения цикловой подачи для некоторых автотракторных дизелей

Модель двигателя	Тип камеры сгорания	$V_{цн}$	$V_{цп}$	$\xi_{п}$ , %
		м <sup>3</sup>		
Д-50	Вихревая	62	120	195
Д-37	Открытая, в поршне	46	120-140	250-300
Д-41	Открытая, в поршне	93	205-220	220-240
Д-240	Закрытая, в поршне	70	120-130	170-185
СМД-60	Открытая, в поршне	100	160-180	160-180
ЯМЗ-236	Открытая, в поршне	110	175-205	160-185

вращения кулачкового вала топливного насоса. Кривая 1 получена при закреплённой рейке в положении максимальной цикловой подачи. Кривая 2 — рейка находится под действием пружины обогатителя, когда рычаг управления выведен на упор в регулировочный болт максимальных оборотов, что соответствует запуску дизеля в реальных условиях. При закреплённой рейке, как это видно из рисунка, цикловые подачи неизменно выше.

Дополнительные замеры цикловых подач десяти следующих друг за другом впрысков для одной и той же секции насоса позволяют заключить, что при закреплённой рейке стабильность по величине цикловой подачи выше.

Работа обогатителя в условиях холодного запуска изучалась при отрицательных температурах от 0 до минус 20°С. С этой целью дизель Минского моторного завода был помещен в холодильную камеру. Перед началом опытов при всех принятых для опытов отрицательных температурах двигатель выдерживался в течение 8 ч. Коленчатый вал двигателя прокручивался с требуемой частотой от электростартера СТ-212, который питался одновременно и от аккумуляторных батарей и от низковольтного агрегата АНД-750/1500.

Штатные рабочие форсунки были демонтированы с головки дизеля и подсоединены непосредственно к соответствующим секциям топливного насоса. Взамен снятых штатных форсунок были установлены так называемые "фальш-форсунки". Таким образом была сохранена идентичность условий прокрутки коленчатого вала и работы топливной аппаратуры при холодном запуске. Сбор распыливаемого каждой рабочей форсункой топлива производится в закреплённые индивидуально за каждой форсункой пробирки. Для интенсивного улавливания и сохранения распыленного топлива в каждую пробирку перед началом опытов укладывался ватный тампон. Количество впрысков каждой форсункой фиксировалось визуально отдельными наблюдателями. Частота проворачивания коленчатого вала контролировалась по электрическому импульсному счетчику.

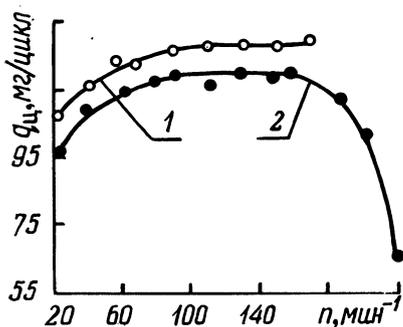


Рис. 1. Работа обогатителя при безмоторных испытаниях (температура окружающей среды  $+20^{\circ}\text{C}$ ):  
 1 — рейка зафиксирована в положении максимальной цикловой подачи;  
 2 — рейка находится под управлением пружины обогатителя.

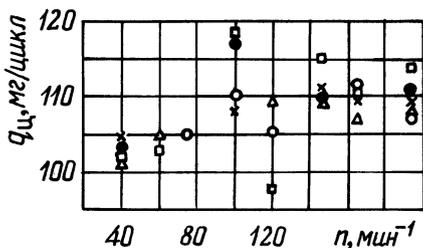


Рис. 2. Работа обогатителя в условиях холодного запуска дизеля:  
 □ — ( $-20^{\circ}\text{C}$ ); ○ — ( $-15^{\circ}\text{C}$ ); △ — ( $-10^{\circ}\text{C}$ ); ● — ( $-5^{\circ}\text{C}$ ); × — ( $0^{\circ}\text{C}$ ).

Результаты опытов представлены на рис. 2. Так же, как и при безмоторных испытаниях, с увеличением частоты замечен рост цикловой подачи. Снижение температуры окружающей среды, равно как и падение частоты вращения коленчатого вала, приводит к ухудшению стабильности работы топливной аппаратуры на рассматриваемом режиме. Так, при  $0^{\circ}\text{C}$  в интервале частот вращения 40–195 об/мин зафиксировано колебание цикловой подачи от 104 до 110,8 мг/цикл (6,1%). В этом же диапазоне частот, но при температуре  $-20^{\circ}\text{C}$  разброс значений цикловых подач заметно увеличился и составил 98–118,4 мг/цикл (17,2%).

В ы в о д ы. 1. Обогатитель топливного насоса УТН-5 обеспечивает увеличение цикловой подачи на режиме холодного запуска по сравнению со значением цикловой подачи на номинальном режиме в 1,5–1,9 раза.

2. По мере роста частоты вращения в интервале 40–200 об/мин наблюдается рост цикловой подачи на 3,9–9,2%, причем особенно интенсивное увеличение цикловой подачи происходит в интервале 40–80 об/мин.

3. Снижение температуры окружающей среды и частоты вращения коленчатого вала вызывает ухудшение стабильности работы обогатителя.

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Увеличение литровой мощности тракторных двигателей обуславливает возрастание теплонпряженности деталей двигателя. В этой связи весьма актуальна проблема обеспечения достаточного теплоотвода от двигателя. Возможность дальнейшего повышения эффективности теплорассеивающих аппаратов систем охлаждения современных тракторов ограничивается техническими условиями и требованиями, предъявляемыми к габаритам моторных отсеков, поэтому повышение эффективности радиаторов тракторов достигается в основном за счет увеличения производительности вентиляторов. Это приводит к увеличению аэродинамического сопротивления радиатора, росту энергетических затрат на привод вентилятора, что в ряде случаев значительно снижает эксплуатационные показатели двигателей.

Организация воздушных потоков в подкапотном пространстве тракторов благоприятно влияет на повышение эффективности системы охлаждения [1, 2], однако изучению этой проблемы, совершенствованию методик оценки эффективности организации воздушного тракта системы охлаждения, равно как и самой системы, уделяется недостаточно внимания.

В предлагаемой статье описываются результаты исследований системы охлаждения двигателя Д-240, устанавливаемого на тракторе МТЗ-80. Методическая особенность экспериментов – отказ от часто применяемых в подобных исследованиях механических анемометров и повышение достоверности оценки суммарного эффекта системы за счет дополнительного измерения производительности вентилятора с помощью расходомерного устройства.

Установка включает расширительную приемную камеру, источник избыточного давления, приборы и измерительные устройства для фиксации параметров воздушных потоков, расхода воздуха и мощности, затрачиваемой на привод вентилятора, а также элементы воздушного тракта системы охлаждения двигателя и трактора, выполненные из комплекса натуральных деталей и агрегатов.

Для оценки влияния двигателя на аэродинамические характеристики вентилятора испытания проводились с одним и тем же осевым четырехлопастным вентилятором диаметром 460 мм, устанавливаемым в рабочем участке аэродинамической (АД) трубы поочередно на двигателе и специальной подставке с незначительным аэродинамическим сопротивлением.

Величины напоров в мерном участке АД трубы и за вентилятором замерялись угловым мановакууметром, соединенным с трубками Пито-Прандтля. Поле скоростей за вентилятором измерено с помощью координатника на площади 500 x 500 мм в 676 точках с шагом 20 мм.

На основании замеренных величин рассчитаны скорости воздушного потока за вентилятором, аэродинамическое сопротивление радиатора, разрежение перед вентилятором, производительность вентилятора и мощность, затрачиваемая на его привод.

По результатам испытаний построены напорно-расходные  $H = f(Q)$  и мощностные  $N = \varphi(Q)$  характеристики вентилятора, представленные на рис. 1.

В результате исследований выявлено, что экранирование воздушного потока двигателем и его узлами приводит к снижению производительности на  $1400 \text{ м}^3/\text{ч}$  (20%) и увеличению расхода мощности на его привод на  $0,11 \text{ кВт}$  (8%).

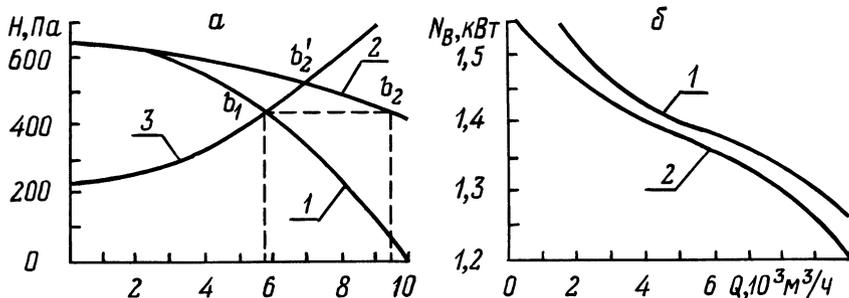


Рис. 1. Результаты исследования аэродинамических характеристик системы охлаждения трактора МТЗ-80:

а – напорно-расходные характеристики вентилятора: 1 – при установке на двигателе Д-240, выход воздушного потока экранирован; 2 – при установке на специальной кронштейне, выход воздушного потока не экранирован; 3 – аэродинамическое сопротивление сети – воздушного тракта системы охлаждения трактора МТЗ-80; б – зависимости затрат мощности на привод вентилятора: 1 – полная комплектация воздушного тракта системы охлаждения; 2 – вентилятор в аэродинамической трубе на специальной подставке, выход воздушного потока не экранирован.

При испытаниях вентилятора в АД трубе (без двигателя) зафиксирована удовлетворительная равномерность поля скоростей за вентилятором (рис. 2). Абсолютные значения осевой составляющей скорости воздушного потока в зоне, ометаемой лопастями вентилятора, находятся в пределах  $18\text{--}31 \text{ м/с}$ . Некоторый срыв потока в нижней левой части поля объясняется влиянием элементов опоры, ребра которой отклоняют имеющий положительную составляющую  $c_u$  поток.

В зоне, отмечаемой крестовиной вентилятора, скорости потока незначительны, из чего следует, что эта зона является, практически, нерабочей. С увеличением значений  $Q$  размер нерабочей зоны вентилятора несколько уменьшается.

Абсолютные значения осевой составляющей  $c_a$  скорости потока в зонах, расположенных у корневого сечения лопастей и между их вершинами и кожухом вентилятора, колеблются в пределах  $5\text{--}18 \text{ м/с}$ .

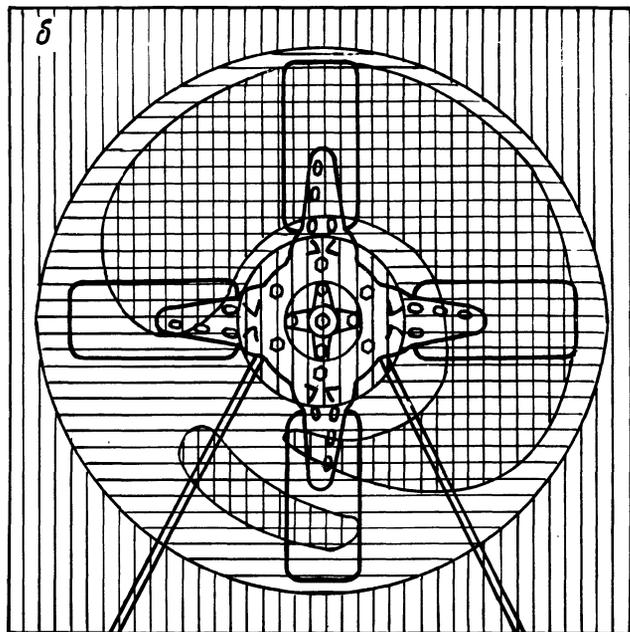
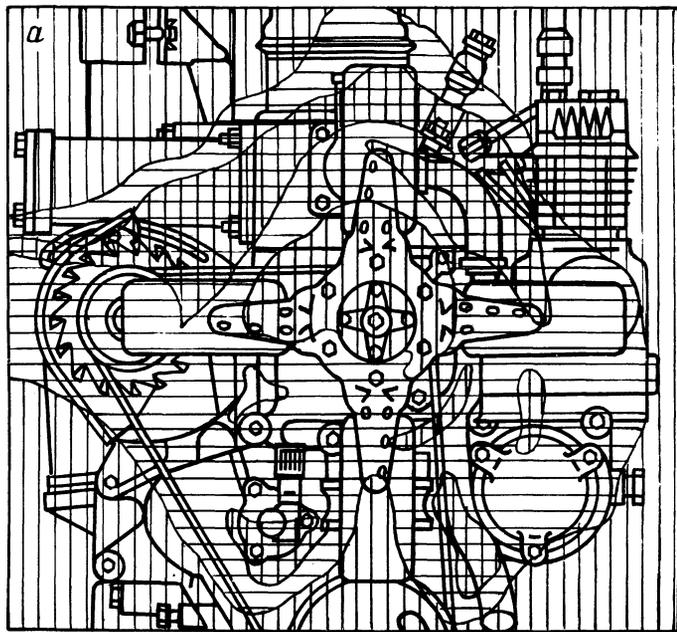


Рис. 2. Поле осевых скоростей  $c'_{2a}$ , обеспечиваемое вентилятором тракторного двигателя:  
 а – в моторном отсеке тракторного двигателя; б – в свободной аэродинамической трубе, экранирование отсутствует;  
 ▨ – зона, где  $c'_{2a} \leq 5$  м/с; ▩ – зона, где  $5 \text{ м/с} < c'_{2a} < 18$  м/с; ▧ – зона, где  $c'_{2a} \geq 18$  м/с.

Под влиянием двигателя и отдельных его агрегатов и узлов неравномерность поля скоростей за вентилятором возрастает. Зона максимальных скоростей воздушного потока (18–35 м/с) наблюдается лишь в относительно свободном пространстве выше оси вентилятора между компрессором и корпусом термостата, справа от двигателя, и корпусом термостата и генератором – слева. Эта зона занимает около 24% всей ометаемой вентилятором площади, в то время как при испытании вентилятора без двигателя рассматриваемая зона распространяется на 53% ометаемой площади. При установке за вентилятором дизеля зона максимальных скоростей пропускает 38% всего количества просасываемого воздуха, при его отсутствии – 70%.

Зона средних значений осевой составляющей скорости  $c_{2a}^1$  воздушного потока за вентилятором (5–18 м/с) при испытаниях на дизеле составляет около 53% ометаемой вентилятором площади (48% всего количества просасываемого воздуха) и 33% ометаемой площади при испытаниях без экранирования потока дизелем (26% всего количества просасываемого вентилятором воздуха).

И наконец зона, где скорости воздуха  $c_{2a}^1$  не превышают 5 м/с, на дизеле составляют 23% ометаемой вентилятором площади (и лишь 4% всего количества просасываемого воздуха), а при испытаниях без двигателя эта, так называемая "мертвая", зона сокращается до 14% ометаемой вентилятором площади и на нее приходится лишь 2% всего количества воздуха, просасываемого вентилятором. Отмечается, что при испытаниях на двигателе "мертвая" зона теряет правильные очертания; в зоне, ометаемой крестовиной, наблюдается обратный ток воздуха из пространства за вентилятором в зону пониженного давления у крестовины между вентилятором и радиатором, чем обуславливается непроизводительная потеря мощности на привод вентилятора и подачи воздуха в систему.

Сопоставлением характеристик зависимости напора от производительности вентилятора в условиях свободного за ним выхода воздуха (линия 2, рис. 1, а) и при затенении выхода дизелем (линия 1, рис. 1, а), а также зависимости сопротивления сети (линия 3 на том же рисунке) нетрудно определить влияние экрана на работу вентилятора.

В качестве оценочных показателей режимов и совершенства работы вентиляторов целесообразно [3] использовать безразмерные критерии давления  $\bar{p}$  и  $\psi$ , расхода  $\bar{c}_a$ , быстроходности  $n_y$  [4].

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}; \quad (1) \quad \psi = \frac{p}{\left(\frac{\rho}{2}\right) u_2^2}; \quad (2) \quad \bar{c}_a = \frac{c_{2a}^1}{u_2} = \frac{Q}{F_o u_2}; \quad (3)$$

$$n_y = \frac{53Q^{0,5}}{p^{0,75}}, \quad (4)$$

где  $p$  – давление газа в конце процесса нагнетания;  $\rho$  – плотность газа в конце процесса нагнетания;  $u_2$  – окружная скорость движения периферийного конца лопасти вентилятора;  $c_{2a}^1$  – средняя осевая скорость воздушного

потока в площади  $F_0$ , ометаемой вентилятором;  $Q$  — подача воздуха вентилятором;  $F_0$  — ометаемая вентилятором площадь  $F_0 = \frac{\pi D_2^2}{4}$  (рис. 2).

При одинаковых коэффициентах относительного напора  $\psi = 0,25$ , рассчитанных в соответствии с ГОСТ 10616—73, вентилятор в свободном поле обеспечивает на 63,8% большую подачу воздуха ( $2,63 \text{ м}^3/\text{с}$  против  $1,61 \text{ м}^3/\text{с}$  у вентилятора с затененным выходом) и, естественно, коэффициент расхода  $\bar{c}_a$ .

При отсутствии экрана изменение подачи воздуха вентилятором на такую величину могло быть обусловлено лишь повышением критерия давления  $\bar{p}$  на 0,077 или снижением быстроходности  $n_y$  вентилятора от 0,251 до 0,161 (на 47%). Согласование характеристики вентилятора и сети без отрицательного эффекта экрана повлекло бы за собой необходимость повышения критерия напора лишь на 18% (см. рис. 1, а, точки  $b_2$  и  $b_2'$ ) или снижение быстроходности только на 26%.

**В ы ы о д ы.** 1. Неравномерность поля скоростей за вентиляторным пространством отсека трактора достигает значительной величины, что снижает показатели эффективности системы охлаждения тракторных двигателей: расход воздуха уменьшается на 20%, затрачиваемая на подачу  $1 \text{ м}^3/\text{с}$  мощность увеличивается на 35%.

2. Целесообразна разработка конструктивных мероприятий по организации воздушных потоков в подкапотном пространстве тракторов.

### Литература

1. Повышение эффективности системы охлаждения выравниванием гидроаэродинамических полей радиатора / М.Г. П а н т ю х и н, Б.А. Д о б р я к о в, А.С. Е ф р е м о в и др. — Тракторы и сельхозмашины, 1971, № 12, с. 5—7. 2. Гаврилов А.К. Система жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. — М., 1966, с. 268. 3. К а л и н у ш к и н М.П. Вентиляторные установки. — М., 1979, с. 212. 4. ГОСТ 10616—73. Вентиляторы радиальные. — М., 1976, с. 22. Изм. 01.09.80 г. ИСУ 9-80. Срок действия до 01.01.85 г.

УДК 629.114 — 2

В.А.Шестакович, инж.  
(БПИ)

### К РАСЧЕТУ БАЛАНСОВОЙ СТОИМОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Эффективность использования сельскохозяйственной техники обусловлена высокой производительностью агрегатов и минимальными затратами труда и денежных средств. Эксплуатационные затраты во многом зависят

от основных параметров агрегата: мощности, ширины захвата, а также режимов их работы. Балансовая стоимость машин – один из решающих показателей, которые влияют на критерий оптимизации параметров МТА. В связи с этим при прогнозировании сельскохозяйственной техники на предпроектной стадии необходимо определить зависимость стоимости машин от их основных параметров.

Некоторые авторы [1] приводят зависимости стоимости тракторов и машин-орудий от их параметров, однако отклонение расчетных значений от существующих на практике составляет 7–10%. Предлагаемый метод обеспечивает отклонение не более 3–5%.

Для расчета минимальных приведенных затрат и максимальной эффективности труда определены зависимости стоимости тракторов от мощности двигателя и стоимости сельскохозяйственных машин от ширины захвата.

Анализ изменения стоимости тракторов [2] показал, что весь мощностной ряд целесообразно разбить на два участка (рис. 1). Первый участок отражает стоимость тракторов с мощностью двигателя до 58,9 кВт (участок А, рис. 1). Этот участок описывается уравнением

$$B_T = 0,03N^2 + 51,4N + 486, \quad (1)$$

где  $B_T$  – балансовая стоимость трактора, руб.;  $N$  – номинальная мощность двигателя трактора (кВт).

Второй участок характеризует стоимость тракторов, мощность двигателя у которых больше 58,9 кВт (участок В, рис. 1). Уравнение, описывающее этот участок, имеет вид степенной функции

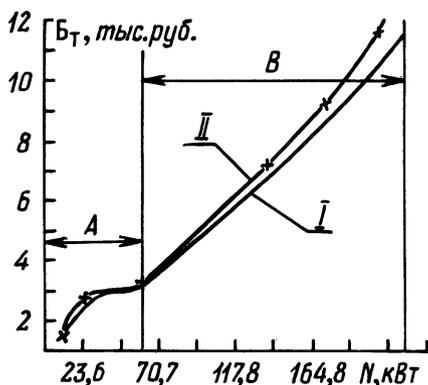


Рис. 1. Эмпирическая и функциональная кривые зависимости стоимости трактора от мощности двигателя.

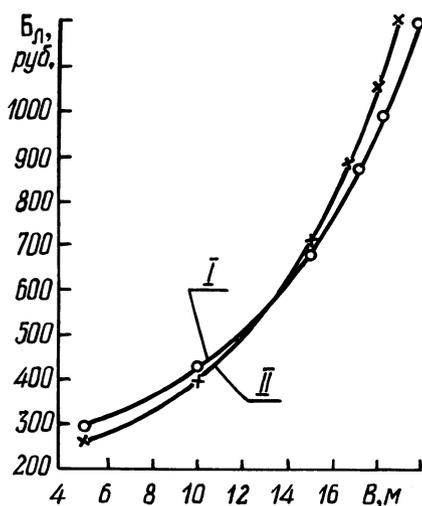


Рис. 2. Эмпирическая и функциональная кривые зависимости стоимости лущильника от его ширины захвата.

Т а б л и ц а 1. Существующие и расчетные балансовые стоимости выпускаемых и перспективных колесных тракторов

Марка трактора	Марка двигателя	Мощность двигателя, л.с. (кВт)	Существующая балансовая стоимость, руб.	Расчетная балансовая стоимость, руб.	Отклонение расчетной стоимости от существующей, %	Примечание
T-25A	Д-21А	25 (18,4)	1800	1752,3	2,65	Расчет по формуле (1)
T-40M	Д-37Е	40 (29,4)	2460	2494,0	1,38	
MTЗ-50	Д-50	50 (36,8)	3000	2981,0	0,63	
MTЗ-80	Д-240	80 (58,9)	4114	4130,0	0,39	Расчет по формуле (2)
MTЗ-100	Д-240Т	100 (73,6)	—	5134,0	±5,00	
MTЗ-142	Д-260Т	150 (110,4)	—	8187,8	±5,00	Перспективный
T-150K	СМД-62	165 (121,4)	8800	9241,0	5,00	Перспективный
K-700A	ЯМЗ-238НБ	200 (147,2)	12500	11927,5	4,58	
K-701	СМЗ-240Б	300 (220,8)	22000	21184,4	3,71	
K-710	—	500 (368)	—	45707,0	±5,00	

$$B_T = 2,11N^{1,6} + 1790. \quad (2)$$

Деление зависимости  $B_T = f(N)$  на два участка А и В обусловлено соотношением стоимости двигателя и стоимости трактора в целом. Тракторы с двигателем мощностью до 58,9 кВт характеризуются относительной простой конструкции (рама, ходовая часть, двигатель и т.д.), при этом стоимость двигателя составляет менее 30% общей стоимости трактора. У тракторов с мощностью двигателя более 58,9 кВт стоимость двигателя составляет около 50% стоимости трактора, а чем мощнее двигатель, тем больше это соотношение.

В табл. 1 приведены данные по существующим и расчетным балансовым стоимостям выпускаемых и перспективных моделей колесных тракторов. Так, перспективный трактор МТЗ-142 ориентировочно будет стоить примерно 8000 руб. При расчете по формуле 2 отклонение не превышает 5%.

Аналогично рассчитана стоимость и перспективного трактора К-710, которая составит около 45 тыс. руб.

На проектной стадии, в период опытного производства, стоимость перспективной техники не может отражать ту ее цену, которая установится при серийном производстве. Определение эффективности модели требует учитывать ту стоимость, которая будет действовать при массовых поставках тракторов в сельское хозяйство страны.

Анализ динамики цен сельскохозяйственных орудий [2] позволил вывести зависимости их стоимости от ширины захвата. На рис. 2 отражена зависимость стоимости лущильников от ширины захвата. Формула, характеризующая эту зависимость, имеет вид

Таблица 2. Существующие и расчетные балансовые

Показатели	Марка										
	Плуги				Катки				Бороны		
	ПЛН-3-35	ПЛН-4-35	ПЛН-6-35	ППК-9-35	ККН-2,8	СКГ-2	СКГ-2-2	СКГ-2-3	БЗТС-1,0	ЗБП-0,6А	ЗБЗСС-1,0+ +БЗСС-040
Ширина захвата, м	1,05	1,4	2,1	3,15	2,7	4,0	5,4	8,1	1,5	1,77	3,0
Существующая стоимость, руб.	161	200	310	520	77	95	121	182	7,5	8,7	17,0
Расчетная стоимость, руб.	155	215	335	515	73	99	127	181	7,2	9,0	17,0
Отклонение расчетной от существующей стоимости, %	4,02	7,45	7,92	1,15	6,5	4,0	4,8	0,6	4,0	3,6	0,22

$$B_{\text{л}} = 0,157B^3 - 0,98B^2 + 13,98B + 196,77, \quad (3)$$

где  $B_{\text{л}}$  балансовая стоимость лущильника, руб.;  $B$  — ширина захвата лущильника, м.

Аналогичным способом были определены зависимости для плугов, катков, боронов, культиваторов, сеялок и сцепок.

Плуги	—	$B_{\text{п}} = 171,4B - 25$
Катки	—	$B_{\text{к}} = 20,03B + 18,7$
Бороны	—	$B_{\text{б}} = 6,56B - 2,64$
Культиваторы прицепные	—	$B_{\text{кп}} = 70,84B$
Культиваторы навесные	—	$B_{\text{кн}} = 63,47B$
Сеялки	—	$B_{\text{с}} = 229,13B$
Сцепки	—	$B_{\text{сц}} = 52,7B - 120$

Результаты расчетов по формулам (1), (2), (3) и сравнение их с существующими ценами на тракторы и сельскохозяйственные машины показывают, что отклонение расчетных значений от существующих для колесных тракторов не превышает 3%, а для орудий — 5–8%, что позволит более точно определять стоимость перспективных тракторов и сельскохозяйственных машин (табл. 2).

**В ы в о д ы.** 1. Получены зависимости балансовой стоимости тракторов, почвообрабатывающих и посевных сельскохозяйственных машин от их основных параметров.

стоимости сельскохозяйственных машин

с/х машины	Марка									
	Культиваторы прицепные			Культиваторы навесные			Сеялки			
	КПС-4	КПУ-400	КПЭ-3,8	КРН-3,6	КГС-4,8	КРН-5,6	СЗ-3,6	ЛДС-6	ЗСЗ-3,6	ЗСЗ-3,6
4,0	5,0	7,6	3,6	4,8	5,6	3,6	5,5	7,2	10,8	
285	350	540	225	300	353	820	1237	1640	2460	
283	354	538	222	305	355	824	1283	1650	2475	
5,6	1,2	0,3	1,2	1,6	0,68	0,48	3,7	0,6	0,6	

2. Предлагаемые формулы могут быть использованы для определения оптимальных параметров как существующих тракторов и сельскохозяйственных машин, так и при проектировании перспективных МТА.

### Литература

1. Прогрессивные компоновочные схемы и конструктивные параметры универсально-пропашных тракторов / А.С. Солонский, И.П. Ксенович, Е.Н. Козлов и др. М., 1974, с. 57.
2. Каталог тракторов, сельскохозяйственных, землеройных и мелиоративных машин и оборудования для механизации животноводческих ферм. М., 1977, с. 161.

## СОДЕРЖАНИЕ

Белоус М.М., Гришкевич А.И., Степанов Д.В. Экспериментальное определение аналитической зависимости для расчета крутящего момента дизельного двигателя косвенным методом. . . . .	3
Веремеев Н.Н., Гришкевич А.И., Ломако Д.М. Взаимодействие автомобильного колеса с единичной неровностью. . . . .	6
Дубровский М.П., Молибощко Л.А. Экспериментальное исследование влияния динамической системы трансмиссии автомобиля на ее нагруженность. . . . .	11
Кулаковский Б.Л., Рожанский Д.В. Исследование заноса модели автомобильной цистерны при действии поворачивающего момента	14
Сапелкин А.М., Шапошник А.Л. О выборе значений некоторых конструктивных параметров подвески типа "качающаяся свеча" с гидропневматическим упругим элементом. . . . .	20
Офенгейм Л.И., Кислейко П.В., Поляков В.И., Каноник И.В., Назаров Б.Б., Оганов В.Г. Исследование нагрузочного режима трансмиссии переднеприводного легкового автомобиля в различных дорожных условиях. . . . .	25
Мамити Г.И. Об оптимальной ориентации опорной поверхности в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками. . . . .	32
Мамити Г.И. Расчет тормозной колодки автомобиля на прочность	34
Цитович О.Н. Обеспечение условия сборки при подборе чисел зубьев колес для двухрядных планетарных передач. . . . .	37
Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Связь кинематических и силовых параметров колеса при боковом уводе. . . . .	41
Атаманов Ю.Е., Сазонов И.С. К вопросу устойчивости движения полноприводного трактора. . . . .	44
Белов С.М., Богдан Н.В., Ивандиков М.П. Исследование распределения моментов между мостами трактора с заблокированным приводом при торможении двигателем. . . . .	48
Бойков В.П., Хилько А.Л. К вопросу о вибронгруженности водителя трактора МТЗ-80. . . . .	51
Гуськов В.В., Войтиков А.В. Курсовая устойчивость машинно-тракторных агрегатов на склоне. . . . .	55
Жуковский Ю.М., Мартинович С.В. Исследование характеристик тормозных механизмов тракторов "Беларусь" класса 14 кН. . . . .	59
Зеленый П.В. К вопросу взаимодействия колеса со склоном. . . . .	63
Ким Ю.А., Опейко С.Ф. Теоретическое определение напряжений в области контакта жесткого колеса с деформируемым грунтом. . . . .	68
Зарецкий В.П., Яцкевич В.В., Пронько В.Ф. К вопросу стабилизации универсально-пропашных крутосклонных тракторов. . . . .	71
Стригунов С.И., Лефаров А.Х. Потери на буксование машины типа 4x4 с дифференциальным приводом. . . . .	73
Талалова Т.М. Исследование значения фактора времени смены при прогнозировании основных параметров сельскохозяйственных тракторов. . . . .	77

Б а л и ц к и й В.А., С к о й б е д а А.Т. Исследование механизма блокировки дифференциала колесных тракторов . . . . .	82
Т а р а с и к В.П. Влияние параметров колесного трактора на эффективность его работы . . . . .	85
Я к у б о в и ч А.И. Построение расчетной тягово-температурной характеристики трактора . . . . .	90
К о о к и н Г.М. Энергонасыщенность и скоростные качества автобусов . . . . .	96
Ж е л е з к о Б.Е., П ы ш к и н Б.Е. Экспериментальное исследование работы системы охлаждения дизеля. . . . .	101
П и н с к и й Д.М., Р о ж а н с к и й В.А., К у х а р е н о к Г.М. Исследование работы форсунки ФД-22 с закрытой полостью пружины. . .	106
Я в н и ш к и с С.Н., Б о р т н и к В.В. Основные результаты разработки и испытаний устройства для ограничения дымления дизелей с газотурбинным наддувом. . . . .	109
Ц а ю н Н.П., П р о к а ш к о П.В., Я к у б е н к о Г.Я. О работе обогатителя в условиях холодного запуска дизеля . . . . .	114
К о л о м и е ц Ю.Г., Н а у м е н к о В.Д. Исследование работы осевого вентилятора в системе охлаждения тракторного двигателя . . . . .	117
Ш е с т а к о в и ч В.А. К расчету балансовой стоимости колесных тракторов и сельскохозяйственных машин при прогнозировании оптимальных параметров МТА. . . . .	121

## **АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ**

Выпуск 17

### **ТЕОРИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Зав. редакцией А.Я. Канторович

Редактор Л.Р. Дубровская

Худож. редактор Ю.С. Сергачев

Техн. редактор Г.А. Лакишик

Корректоры А.М. Апель, З.Б. Звонарева

График Н.В. Журавлева

Оператор М.К. Борисова

ИБ 1362

Подписано к печати 13.01.82. АТ 16103. Формат 60x90 1/16. Бумага офсет. Офсет. печать. Гарнитура Пресс Роман. Усл.-печ.л. 8,5. Усл. кр.-отт. 8,875. Уч.-изд. л. 9,07. Тираж 640 экз. Заказ. 5550. Цена 1 р. 40 к.

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

Отпечатано с оригинала-макета, подготовленного в издательстве "Вышэйшая школа"

## РЕФЕРАТЫ

УДК 629.113 – 585:621.431.74

Белоус М.М., Гришкевич А.И., Степанов Д.В. Экспериментальное определение аналитической зависимости для расчета крутящего момента дизельного двигателя косвенным методом. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 3–6.

Описана методика и приведены результаты эксперимента по определению аналитической зависимости между крутящим моментом двигателя, положением рейки топливного насоса и частотой вращения его коленчатого вала. Исследования проводились на двигателе ЯМЗ-238, установленном на автоматизированном инерционном стенде, что обеспечило работу двигателя в условиях, близких к реальным. – Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.11.012.5.612

Веремеев Н.Н., Гришкевич А.И., Ломако Д.М. Взаимодействие автомобильного колеса с единичной неровностью. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 6–11.

Разработана методика, позволяющая исследовать процесс переезда эластичного автомобильного колеса через единичную неровность. Предложены формулы для расчета кинематических и силовых параметров взаимодействия эластичного автомобильного колеса с единичной неровностью. – Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 629.113

Дубровский М.П., Молибошко Л.А. Экспериментальное исследование влияния динамической системы трансмиссии автомобиля на ее нагруженность. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 11–13.

Приведены некоторые результаты экспериментального исследования влияния параметров трансмиссии автомобиля на ее нагруженность. Испытания выявили заметное влияние параметров трансмиссии на формирование нагрузочного режима, что необходимо учитывать при проектировании автомобиля. – Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 3.

УДК 629.113 – 075.445.62

Кулаковский Б.Л., Рожанский Д.В. Исследование заноса модели автомобильной цистерны при действии поворачивающего момента. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 14–20.

Описывается модель автомобильной цистерны для исследования ее заноса при действии поворачивающего момента. Показана зависимость угла поворота модели от величины поворачивающего момента и времени. Проведен сравнительный анализ угла поворота, угловой скорости и ускорения модели с жидким и твердым грузом в зависимости от вязкости жидкости. – Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 629.113.012

Сапелкин А.М., Шапошник А.Л. О выборе значений некоторых конструктивных параметров подвески типа "качающаяся свеча" с гидропневматическим упругим элементом. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 20–25.

Представлена исходная схема подвески типа "качающаяся свеча", пригодной к использованию на грузовых автомобилях повышенной проходимости с нагрузкой на колесо 50–60 кН. Даны математические зависимости для расчета кинематических и нагрузочных рабочих характеристик подвески. Приведены результаты исследования работы нескольких вариантов конструкции с различными значениями геометрических параметров в статическом положении. Содержатся рекомендации по выбору оптимального сочетания их величин. – Ил. 2: Библиогр. 3.

УДК 629.113

Исследование нагрузочного режима трансмиссии переднеприводного легкового автомобиля в различных дорожных условиях/ Л.И.Офенгейм, П.В.Кислейко, В.И.Поляков и др. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 25–31.

Приведены результаты исследования нагрузочных режимов трансмиссии переднеприводного легкового автомобиля при движении в различных дорожных условиях. Полученные параметры нагрузочных режимов могут быть использованы при расчетах долговечности подшипников и зубчатых колес трансмиссий. – Табл. 2. Ил. 1.

УДК 629.113 – 592.001.66

Мамити Г.И. Об оптимальной ориентации опорной поверхности в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 32–34.

Впервые получены формулы для определения оптимальных углов наклона опорных поверхностей самоустанавливающихся колодок, обеспечивающих симметричный износ накладок, наиболее близкий к равномерному. Впервые получена формула для определения тормозного момента на основе расчетной схемы, по которой в точках контакта барабана и накладок действуют параллельные нагрузки и соответствующие им силы трения. – Ил. 1. Библиогр. 1.

УДК 629.113. – 592:539.4

Мамити Г.И. Расчет тормозной колодки автомобиля на прочность. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 34–36.

Впервые получены формулы для расчета тормозной колодки на прочность и изложены результаты исследования напряженно-деформированного состояния первичной и вторичной колодок во время торможения. – Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 621.833.6

Цитович О.Н. Обеспечение условия сборки при подборе чисел зубьев колес для двухрядных планетарных передач. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 37–41.

Сделаны дополнения к методикам подбора чисел зубьев колес для планетарных передач В.В.Добровольского и Э.В.Петрова условием сборки при установке в передачах взаимозаменяемых сателлитов. Рассмотрены планетарные передачи, составленные из зубчатых колес одного модуля. – Ил. 1. Табл. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2.001

Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Связь кинематических и силовых параметров колеса при боковом уводе. – Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 41–44.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния бокового увода на зависимость между силовыми и кинематическими параметрами колеса. Предложена формула учета влияния бокового увода в случае нелинейной зависимости между силой тяги колеса и его буксованием. — Ил. 3. Библиогр. 7.

УДК 629.114.2

Атаманов Ю.Е., Сазонов И.С. К вопросу устойчивости движения полноприводного трактора. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 44–47.

Рассматривается устойчивость движения колесного трактора. Определены условия устойчивости движения трактора, а также выражение критической скорости. Приведена зависимость критической скорости от силы тяги трактора. — Ил. 1. Библиогр. 1

УДК 629.114.2.02 – 592

Белов С.М., Богдан Н.В., Ивандиков М.П. Исследование распределения моментов между мостами трактора с заблокированным приводом при торможении двигателем. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 48–51.

Рассматривается целесообразность включения второго ведущего моста при торможении двигателем тракторного поезда. Приводятся аналитические выражения для определения тормозных моментов на мостах, анализируются теоретические и экспериментальные результаты исследований. — Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2

Бойков В.П., Хилько А.Л. К вопросу о вибронегруженности водителя трактора МТЗ-80. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 51–55.

Приведены результаты расчета вибронегруженности водителя трактора МТЗ-80 в вертикальном направлении по ГОСТ 12.2.019-76 "Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности" (по октавным полосам частот). Дана оценка эффективности существующей подвески сиденья водителя. — Ил. 1. Табл. 2. Библиогр. 5.

УДК 629.114.2.02.073

Гуськов В.В., Войтиков А.В. Курсовая устойчивость машинно-тракторных агрегатов на склоне. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 55–58.

Проведена оценка курсовой устойчивости на склоне трактора МТЗ-82К при его работе с навесным плугом и культиватором. Выявлена эффективность поворота задних колес трактора с целью повышения курсовой устойчивости МТА. Предложена конструкция автоматического поворота задних колес крутосклонного трактора и дан анализ ее работы. — Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 629.114.2.017

Жуковский Ю.М., Мартинович С.В. Исследование характеристик тормозных механизмов тракторов "Беларусь" класса 14 кН. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 59–62.

Исследованы статические характеристики серийных тормозных систем тракторов при различных схемах регулировок. Показано влияние регулировок на неравномерность тормозных моментов на колесах трактора. Указаны основные недостатки серийных тормозных механизмов. Рассмотрена характеристика серийного тормозного механизма и сделан вывод о низкой стабильности его выходных параметров. На основании исследования установлена целесообразность применения на тракторах кл. 14 кН пневматической тормозной системы с дисковыми тормозными механизмами прямого действия. — Ил. 2. Библиогр. 10

УДК 629.114.3 — 0,73

**Зеленый П.В.** К вопросу взаимодействия колеса со склоном. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 63–67.

Рассмотрено взаимодействие пневматического колеса с наклонной поверхностью. Приведены аналитические зависимости для определения ширины следа колеса на сминаемой поверхности склона в функции нагружающей силы, коэффициента объемного смятия грунта, нормальной жесткости шины, насыщенности пятна контакта грунтозацепами, конструктивных параметров протектора. — Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.113.001.1; 629.113.078

**Ким Ю.А., Опейко С.Ф.** Теоретическое определение напряжений в области контакта жесткого колеса с деформируемым грунтом. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 68–70.

Разработан аналитический метод определения напряжений под колесом в деформируемом грунте в предположении, что задана деформация. Общие аналитические выражения для перемещений, удовлетворяющие уравнениям Ляме, находятся путем разложения заданных функций деформации в двукратный ряд Фурье. Полученные выражения перемещений могут быть использованы для определения напряжений в грунте и в точках контакта колеса с грунтом. С помощью ЭВМ предлагаемый метод позволяет рассчитывать напряжения и в том случае, когда зависимость между деформацией и напряжением в грунте выражается нелинейным законом. — Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 629.11.073.23

**Зарецкий В.П., Яцкевич В.В., Пронько В.Ф.** К вопросу стабилизации универсально-пропашных крутосклонных тракторов. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 71–73.

Предложены аналитические зависимости для определения агротехнических просветов в зоне рядков пропашных культур у тракторов со стабилизацией остова и ходовой части на поперечном склоне. Обоснованы преимущества стабилизации трактора одним бортом. — Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2

**Стригунов С.И., Лефаров А.Х.** Потери на буксование машины типа 4 х 4 с дифференциальным приводом. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. — 1982, вып. 17, с. 73–77.

Проведен расчет потерь мощности на буксование и потерь скорости от буксования машины типа 4 х 4 с дифференциальным приводом. Полученные зависимости могут быть использованы при проведении тягового расчета тракторов. — Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 629.114.2.004.15.001.24

Талалова Т.М. Исследование значения фактора времени смены при прогнозировании основных параметров сельскохозяйственных тракторов. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 77–82.

Приведены результаты исследований времени основной работы почвообрабатывающих и посевных машинно-тракторных агрегатов в течение смены. Даны зависимости элементов баланса времени смены или их коэффициентов от основных параметров, режимов работы и условий использования машин. Зависимости могут быть использованы при прогнозировании перспективных и анализе существующих сельскохозяйственных тракторов. — Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 2.

УДК 631.3.012 – 5 (621.825.52)

Балицкий В.А., Скойбеда А.Т. Исследование механизма блокировки дифференциала колесных тракторов. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 82–84.

Приведены результаты испытаний механизма автоматической блокировки дифференциала колесных тракторов. Даются рекомендации по выбору оптимальных параметров этих механизмов. — Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2

Тарасик В.П. Влияние параметров колесного трактора на эффективность его работы. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 85–90.

Дан анализ влияния мощности двигателя, передаточного числа трансмиссии и продольных координат центра масс колесного пропашного трактора класса 14 кН на показатели эффективности его работы. Определены оптимальные значения мощности двигателя и массы трактора по критерию минимизации потерь. — Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 629.114.2.017

Якубович А.И. Построение расчетной тягово-температурной характеристики трактора. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 90–96.

Рассматривается метод построения тягово-температурной характеристики трактора, а также определение на основе предлагаемого метода температурного режима двигателя трактора в зависимости от силы тяги и температуры воздуха окружающей среды. — Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 621.431.73

Коккин Г.М. Энергонасыщенность и скоростные качества автобусов. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 96–100.

Рассмотрены основные факторы, влияющие на транспортную производительность автобуса. Установлено влияние энергонасыщенности на скорость автобусов при различных дорожных сопротивлениях движению. В зависимости от класса и назначения автобусов даны рекомендации по энергонасыщенности и скорости движения в средних дорожных условиях. — Табл. 2.

УДК 621.431.73

Железко Б.Е., Пышкин Б.Е. Экспериментальное исследование работы системы охлаждения дизеля. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 101–106.

Изложена методика и приведены некоторые результаты исследования нагруженности автомобильного дизеля и его системы охлаждения при движении автомобиля в различных дорожных условиях. Оценка нагруженности двигателя проведена по косвенным показателям его работы. — Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 621.431

Пинский Д.М., Рожанский В.А., Кухаренок Г.М. Исследование работы форсунки ФД-22 с закрытой полостью пружины. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 106–109.

Проведены исследования работы форсунки ФД-22 с закрытой полостью пружины. Исследования выполнены на безмоторной установке и одноцилиндровом дизеле Д-240 при применении насоса НД-21. — Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 2.

УДК 621.436

Явнишкис С.Н., Бортник В.В. Основные результаты разработки и испытаний устройства для ограничения дымления дизелей с газотурбинным наддувом. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 109–113.

Приведено описание конструкции, принцип действия и результаты испытаний ограничителя дымления топливных насосов НД-22/6, применяемых на дизелях СМД-72.

В результате испытаний определены регулировочные параметры ограничителя дымления, степень снижения дымности отработавших газов при разгоне двигателя на различных нагрузках и без нагрузки. — Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 621.432.013.8

Цаюн Н.П., Прокашко П.В., Якубенко Г.Я. О работе обогатителя в условиях холодного запуска дизеля. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 114–116.

Рассматриваются вопросы, связанные с работой пускового обогатителя топливного насоса УТН-5 в условиях холодного запуска дизеля. Кратко описана экспериментальная установка и методика выполнения опытов. Приведены результаты испытаний. — Табл. 1. Ил. 2.

УДК 621.43.052

Коломиец Ю.Г., Науменко В.Д. Исследование работы осевого вентилятора в системе охлаждения тракторного двигателя. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 117–121.

Излагаются материалы экспериментального исследования системы "вентилятор-тракт-экран", цель которого — изучение влияния экранирования узлами и деталями силовой установки воздушного потока в моторном отсеке колесного трактора на эффективность работы вентилятора. Исследования позволили обнаружить ряд интересных аэродинамических связей между действием экрана и характером поля осевых скоростей воздушного потока за вентилятором, которые необходимо учитывать при разработке мероприятий по повышению эффективности работы системы охлаждения тракторных двигателей. — Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 629.114-2

Ш е с т а к о в и ч В.А. К расчету балансовой стоимости колесных тракторов и сельскохозяйственных машин при прогнозировании оптимальных параметров МТА. — Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1982, вып. 17, с. 121-125.

Даны функциональные зависимости балансовой стоимости тракторов, почвообрабатывающих и посевных сельскохозяйственных машин от мощности двигателя и ширины захвата машины. — Ил. 2. Табл. 2. Библиогр. 2.