# Грузовик с приложением

4
2013

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**Учредитель**
**ООО «Издательство Машиностроение»**



**Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО**

**Редакционный совет:**
**Д. Х. Валеев**
**В.М. Вовк**
**В.А. Волчков**
**М.С. Высоцкий**
**С.М. Гайдар**
**Л.В. Грехов**
**С.М. Захарик**
**В.А. Зорин**
**А.М. Иванов**
**Н.А. Иващенко**
**П.П. Капуста**
**В.В. Корсаков**
**Л.Г. Красневский**
**А.С. Кузнецов**
**В. Г. Мазепа**
**В. А. Марков**
**А.П. Марченко**
**Г. Н. Рейзина**
**А. Н. Ременцов**
**О. Н.Румянцева**
**Е. Л. Рыбин**
**А. Ф. Синельников**
**В. С. Устименко**
**Х. А. Фасхиев**
**Н. Д.Чайнов**



**Корпункты:**
**в Республике Беларусь (г. Минск), Я.Е. Карповский**
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
**в Украине (г. Харьков), В.Г. Дьяченко**
Тел. (10-380-572) 707-68-48

**Адрес редакции:**
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

**Адрес издательства:**
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 268-38-58

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре. Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764 от 26 ноября 2010 г.

**Подписной индекс:**
**по каталогу «Роспечать» 37349,**
**по объединенному каталогу «Пресса России» 39799,**
**по каталогу "Почта России" 25782**



© ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2013

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

## В НОМЕРЕ:


### *Конструкция*

2 *Яковлев П. В.* Улучшение подвижности полноприводных автомобилей-тягачей путем совершенствования процесса функционирования раздаточной коробки

### *Практика*

9 *Антонов И. С., Трегубов А. В.* Определение напряжений в болтах соединений с прямоугольным стыком

12 *Сидоренко М. И.* Особенности пластического формообразования полос переменной толщины на подвижной оправке

18 *Заятров А. В., Козловский В. Н.* Анализ оперативных методов обеспечения надежности для системы электрооборудования автомобилей

### *Эксплуатация. Ремонт*

21 *Максименко А. Н., Тимофеев Г. С., Лопатин А. И., Кутузов В. В., Кутузова Е. В., Косенко Е. А.* Оценка эффективности этапов жизненного цикла строительных и дорожных машин с учетом изменений технико-экономических показателей в процессе эксплуатации

### *Исследования. Расчет*

30 *Баженов С. П., Мартынов А. Н.* Динамические процессы в инерционном автоматическом трансформаторе момента городского автобуса

33 *Бабурченков М. Ф.* Краевой эффект напряжений в деталях рамы автомобиля

### *Экология*

38 *Марков В. А., Фурман В. В., Иванов В. А., Черезов И. А.* Системы топливоподачи для газодизельных и газовых двигателей

### *Информация*

46 *Команда* "КАМАЗ-мастер" вернулась домой

47 *Автобусы* ПАЗ с двигателями ЯМЗ-530 "EURO-4"

48 *Abstracts of articles*



***Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней***

УДК 621.85

**П. В. Яковлев**, канд. техн. наук,
Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск
E-mail: pv_jk@mail.ru

# УЛУЧШЕНИЕ ПОДВИЖНОСТИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ-ТЯГАЧЕЙ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ

*Рассматривается движение полноприводного автомобиля-тягача в тяжелых дорожных условиях. Для улучшения его подвижности в таких условиях целесообразно, дополнительно повышать тягу на ведущих колесах путем быстрого включения понижающей передачи в раздаточной коробке без остановки автомобиля. Для исследования тягово-скоростных показателей автомобиля на режимах переключения передач с высокой динамикой составлена расчетная схема и математическая модель. Полученные результаты показывают улучшение подвижности полноприводного автомобиля-тягача вследствие совершенствования процесса функционирования раздаточной коробки.*

***Ключевые слова:*** *автомобиль-тягач, раздаточная коробка, модель, тяга, подвижность.*

Общеизвестно, что уменьшение времени на переключение передач в движущемся автомобиле положительно сказывается на его подвижности, а следовательно и проходимости. Но на полноприводных автомобилях-тягачах "Урал" в условиях бездорожья для увеличения крутящего момента на ведущих колесах водитель, полностью реализовав передаточный диапазон коробки передач (КП), вынужден останавливать автомобиль для включения понижающей передачи в раздаточной коробке (РК). Такая остановка предписана заводом-изготовителем ввиду высокой вероятности поломки деталей, участвующих в переключении. Однако опытные водители переключают РК на ходу, выравнивая скорости включаемых шестерен за счет управления частотой вращения коленчатого вала, ориентируясь на дорожные условия и скорость движения автомобиля.

Из этого можно сделать два вывода. Первый: переключение в серийной РК во время движения автомобиля возможно при равенстве окружных скоростей включаемых зубчатых поверхностей. Второй: целесообразное время переключения передач в РК ограничено условиями сохранения подвижности автомобиля. При этом видно, что выполнение обоих этих пунктов возможно только при наличии высококвалифицированного водителя, в противном случае это ведет к существенному ограничению эксплуатационных характеристик автомобиля.

Для разрешения этого противоречия разработана модель трансмиссии полноприводного автомобиля-тягача, в которой реализована перспективная конструкция и способ переключения передач изменением межосевого расстояния в РК, которая позволяет производить быстрое переключение передач в раздаточной коробке без остановки автомобиля и без учета квалификации водителя [8]. Для оценки влияния этих ценных свойств РК на подвижность автомобиля при преодолении участков бездорожья проводятся описанные здесь исследования.

Рассмотрим подробнее обозначенный выше тезис о положительном влиянии сокращения времени переключения в РК на проходимость. При полной остановке автомобиль утрачивает запас кинетической энергии, накопленный им на момент возник-

новения необходимости переключения передач, большая часть которого могла быть использована для преодоления сопротивления движению при наличии конструктивной возможности осуществления переключения на низшую передачу в РК без остановки машины:

$$W_З = \frac{m_a}{2}\left(V_Н^2 - \Delta V_П^2\right), \quad (1)$$

где $W_З$ — запас кинетической энергии машины после переключения передачи; $V_Н$ — начальная скорость машины (скорость в момент начала переключения передач); $\Delta V_П$ — потеря скорости машины за время переключения.

Потеря скорости $\Delta V_П$ по сравнению с начальной скоростью $V_Н$ при оптимальной конструкции РК может оказаться весьма незначительной, а следовательно, запас кинетической энергии $W_З$ ощутимым. Кроме того, для того, чтобы машина могла двигаться с ускорением (в том числе после остановки), необходимо выполнение следующего условия:

$$D \geqslant \psi + j\delta/g, \quad (2)$$

где $j$ — ускорение машины; $\delta$ — коэффициент учета вращающихся масс.

Вместе с этим для поддержания равномерного движения достаточно, чтобы:

$$D = \psi. \quad (3)$$

Сравнивая формулы (2) и (3) нетрудно заметить, что при разгоне (трогании с места) автомобиля значение динамического фактора должно быть больше на величину $j\delta/g$. При этом следует учитывать, что коэффициент $\delta$ имеет квадратичную зависимость от общего передаточного числа трансмиссии $U_{TP}$:

$$\delta = 1{,}04 + 0{,}001\, U_{TP}^2. \quad (4)$$

В то же время общее передаточное число трансмиссии при включении низших передач в КПП и РК может достигать больших значений. Например, в нашем случае общее передаточное число трансмиссии автомобиля Урал составляет 88,448, т. е. $\delta = 8{,}86$. Тогда при трогании автомобиля с места с минимальным ускорением $j = 0{,}1$ м/с в тех же дорожных условиях необходимо большее на 21 % значение динамического фактора, что далеко не всегда могут обеспечить двигатель и трансмиссия, а поэтому машина не сможет начать движение. Еще в большей мере данное обстоятельство усугубляется при трогании с места или движении с ускорением, когда потребность в запасе динамического фактора по сцеплению колес с дорогой еще больше $D \leqslant D\varphi$. С усилением буксования $\delta$ возрастает, а при полном буксовании $\delta \to \infty$. На низших передачах в тяжелых дорожных условиях движения, проскальзывание может увеличить коэффициент $\delta$ на 15...20 %.

**Модель движения полноприводного автомобиля "Урал"с колесной формулой 6 × 6.** Автомобиль представляет собой многомассовую систему со связями, обладающими нелинейными характеристиками. Вследствие этого, математическая модель, точно описывающая реальный автомобиль, получается необоснованно сложной, что приводит не только к большой трудоемкости расчетов, но и осложняет анализ результатов. Кроме того, чрезмерное усложнение модели не всегда обеспечивает точность получаемых результатов [7]. Вследствие этого желательно выбирать такую модель, которая учитывала бы элементы реального автомобиля, существенно влияющие на изучаемые процессы, и не содержала характеристик тех элементов, действие которых несущественно. С этой целью при разработке модели движения трехосного полноприводного автомобиля "Урал" с колесной формулой 6 × 6 были приняты следующие допущения и ограничения:

— в работе исследуются параметры движения автомобиля без прицепа, поэтому сопротивление на крюке не учитывается;

— поскольку скорость движения автомобиля в условиях бездорожья относительно невелика [5, 6], влиянием аэродинамических сил пренебрегаем;

— грузовая платформа с ее несущими элементами и грузом принимается твердым телом, имеющим продольную плоскость симметрии;

— движение кузова рассматривается как колебательное вокруг неподвижной оси, совпадающей с осью крена. В зависимой подвеске, соответствующей объекту исследования, ось крена расположена на высоте крепления ушек рессор;

— угловые жесткости передней подвески и подвески тележки приняты постоянными;

— для полноприводных машин характерно использование колес и шин одного типоразмера на всех осях и наличие централизованной системы регулирования давления воздуха в колесах, поэтому характеристики

упругих элементов колес и давление воздуха в них принимались одинаковыми для всех колес;

— в связи с тем, что в настоящей работе не ставится задача исследования колебаний автомобиля как таковых, поэтому влиянием неподрессоренных масс автомобиля пренебрегаем и используем одномассовую модель автомобиля;

— частичное проскальзывание колес в пятне контакта с опорной поверхностью при одновременном действии продольных и поперечных сил не учитывается, а абсолютное скольжение шины является граничным условием проводимых исследований;

— колеса статически и динамически сбалансированы. Влиянием температуры шин и степени износа протектора на ее жесткостные характеристики пренебрегаем.

Указанные допущения позволили разработать расчетную схему движения полноприводного автомобиля, представленную на рис. 1.

Движение полноприводного автомобиля рассматривалось в подвижной системе координат с центром, изначально совпадающим с его центром масс. Расчетная схема полноприводного автомобиля (см. рис. 1), полученная с учетом принятых допущений и ограничений, представляет собой одномассовую модель с шестью степенями свободы и описывается системой дифференциальных уравнений второго порядка

$$\left.\begin{aligned}
&m_a\left(\frac{dV_x}{dt}-\frac{d\gamma}{dt}V_y+\frac{d\varphi}{dt}V_z\right)=\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}\left(R_{ij}^{x}\cos\Theta_{ij}-R_{ij}^{y}\sin\Theta_{ij}-fR_{ij}^{z}\cos\Theta_{ij}\right);\\
&m_a\left(\frac{dV_y}{dt}-\frac{d\lambda}{dt}V_z+\frac{d\gamma}{dt}V_x\right)=\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}\left(R_{ij}^{x}\sin\Theta_{ij}+R_{ij}^{y}\cos\Theta_{ij}-fR_{ij}^{z}\sin\Theta_{ij}\right);\\
&m_a\left(\frac{dV_z}{dt}-\frac{d\varphi}{dt}V_x+\frac{d\lambda}{dt}V_y\right)=\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}R_{ij}^{z};\\
&J_x\frac{d^2\lambda}{dt^2}-(J_y-J_z)\frac{d\gamma}{dt}\frac{d\varphi}{dt}=h_c\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}\left(R_{ij}^{x}\sin\Theta_{ij}+R_{ij}^{y}\cos\Theta_{ij}-fR_{ij}^{z}\sin\Theta_{ij}\right)-\frac{B}{2}\sum_{i=1}^{n}\left(R_{i2}^{x}-R_{i1}^{z}\right);\\
&J_y\frac{d^2\varphi}{dt^2}-(J_z-J_x)\frac{d\gamma}{dt}\frac{d\lambda}{dt}=h_c\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}\left(\left(R_{ij}^{y}\sin\Theta_{ij}-R_{ij}^{x}\right)\cos\Theta_{ij}+fR_{ij}^{z}\cos\Theta_{ij}\right)-\frac{B}{2}\sum_{i=1}^{n}l_i\sum_{j=1}^{2}R_{ij}^{z};\\
&J_z\frac{d^2\gamma}{dt^2}-(J_x-J_y)\frac{d\varphi}{dt}\frac{d\lambda}{dt}=\frac{B}{2}\left[\begin{aligned}&\sum_{i=1}^{n}\left(R_{i2}^{x}\cos\Theta_{i2}-R_{i1}^{x}\cos\Theta_{i1}\right)-\sum_{i=1}^{n}\left(R_{i2}^{y}\sin\Theta_{i2}-R_{i1}^{y}\sin\Theta_{i1}\right)-\\&-f\sum_{i=1}^{n}\left(R_{i2}^{z}\cos\Theta_{i2}-R_{i1}^{z}\cos\Theta_{i1}\right)\end{aligned}\right]+\\
&+\sum_{i=1}^{n}l_i\left(\sum_{j=1}^{2}R_{ij}^{z}\sin\Theta_{ij}+\sum_{j=1}^{2}R_{ij}^{y}\cos\Theta_{ij}-f\sum_{j=1}^{2}R_{ij}^{z}\sin\Theta_{ij}\right)-\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}M_{ij}^{c}
\end{aligned}\right\}\qquad(5)$$

где $R_{ij}^{x}$, $R_{ij}^{y}$, $R_{ij}^{z}$ — продольные, боковые и нормальные реакции колеса $i$-ой оси и $j$-го борта в пятне контакта с опорной поверхностью, Н; $J_x$, $J_y$, $J_z$ — моменты инерции автомобиля относительно осей $X$, $Y$, $Z$, проходящих через центр масс автомобиля, кг/м$^2$; $V_x$, $V_y$, $V_z$ — скорости центра масс автомобиля в направлении координатных осей $X$, $Y$, $Z$, м/с; $\gamma$ — курсовой угол автомобиля, рад; $\lambda$ — угол крена автомобиля, рад; $\varphi$ — угол дифферента автомобиля, рад; $h_c$ — расстояние от опорной поверхности до центра масс автомобиля, м; $\Theta$ — угол поворота колеса $i$-ой оси, $j$-го борта.

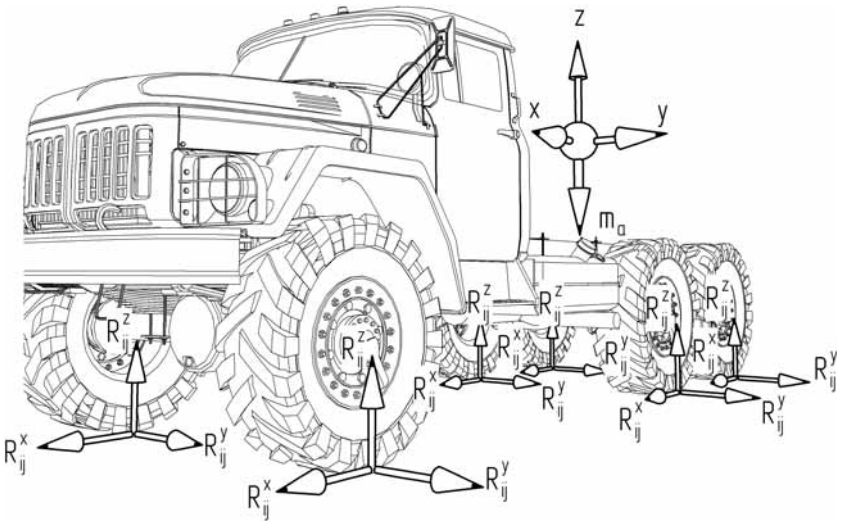



**Рис. 1. Расчетная схема движения полноприводного автомобиля с колесной формулой 6 × 6**

Моменты инерции автомобиля вычислялись по зависимостям, учитывающим несимметричность расположения центра масс по длине:

$$\left.\begin{aligned} I_x &= m_a\left(\frac{h_c^2}{12}+\frac{B^2}{3}\right) \\ I_y &= m_a\left(\frac{h_c^2}{12}+\frac{l_1^3+l_n^3}{3\left(l_1+l_n\right)}\right) \\ I_z &= m_a\left(\frac{B^2}{3}+\frac{l_1^3+l_n^3}{3\left(l_1+l_n\right)}\right) \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

где $l_1$, $l_n$ — расстояния от центра масс до передней и задней осей, м.

Вертикальные реакции колес в пятне контакта с опорной поверхностью определялись с учетом жесткостей подвески и шин, коэффициентов демпфирования амортизаторов [3]:

$$R_{ij}^c = R_{ij}^{zc} \pm \frac{B}{2}\left(C_n\lambda + K_{\text{дп}}\frac{d\lambda}{dt} + m\left(\frac{d\nu_y}{dt} - \frac{d\gamma}{dt}\nu_x\right)h_{\text{с}}\right) \pm$$
$$\pm I_i\left(C_n\varphi + K_{\text{дп}}\frac{d\varphi}{dt}\right), \qquad (7)$$

где $R_{ij}^{zc}$ — статическая нагрузка на колесо, Н; $C_n$ — жесткость элемента подвески, Н · м; $K_{\text{дп}}$ — коэффициент демпфирования амортизатора, Н · м/с.

При расчете продольных реакций учитывались упругие свойства шин, схема трансмиссии, динамические свойства двигателя. Неравномерность распределения реакций, возникающая в результате движения колес автомобиля по различным траекториям, рассчитывалась по методике? приведенной в работе [3] по зависимости:

$$R_{ij}^x = \frac{r_{ko} - \sqrt{r_{rj} - 4\left[M_{ij}^k - fR_{ij}^z(r_{ko} + fR_{ij}^z/C_{\text{ш}}^Z)\right]}/C_{\text{ш}}^Z}{2/C_{\text{ш}}^Z}, \qquad (8)$$

где $r_{ko}$ — радиус качения колеса под нагрузкой; $C_{\text{ш}}^Z$ — жесткость пневматической шины в поперечном направлении. При этом:

$$r_{ko} = r_c - R_{ij}^z/C_{\text{ш}}^Z. \qquad (9)$$

Значения крутящего момента $M_{ij}$ на колесах определялись в соответствии со схемой трансмиссии автомобиля с учетом кинематического рассогласования в трансмиссии, вызванного движением автомобиля по неплоскостной опорной поверхности. Неравномерность распределения крутящего момента, обусловлена движением колес автомобиля по различным траекториям, рассчитывалась по методике [3], крутящий момент двигателя определялся с учетом внешней регуляторной характеристики по зависимости [4]

$$M_{\text{д}} = M_{\text{до}} + (K_{\text{д}}(n_{\text{з}} - n_{\text{д}}) - J_{\text{М}}\frac{dn_{\text{д}}}{dt}\left(1 - e^{-1/T_{\text{д}}}\right), \qquad (10)$$

где $M_{\text{до}}$ — крутящий момент двигателя, необходимый для движения по прямой с заданной скоро-

стью, Н · м; $J_М$ — момент инерции маховика двигателя, кг · м; $K_д$ — коэффициент демпфирования, Н · м/с; $n_з$, $n_д$ — частоты вращения коленчатого вала двигателя, соответствующие заданной и фактической скоростям движения, с$^{-1}$; $t$ — время интегрирования, с; $T_д$ — постоянная времени двигателя, с.

К настоящему времени наибольшее распространение из существующих теорий по качению эластичного колеса получила теория бокового увода, которая обеспечена обширными экспериментальными данными. С учетом этого, боковые реакции в контакте колеса с опорной поверхностью определялись на основе существующей методики [3, 4]:

$$R_{ij}^{y} = -q_{ij} K_{оэ}^{y} \delta_{ij}, \qquad (11)$$

где $K_{оэ}^{y}$ — экстремальное значение коэффициента сопротивления боковому уводу при свободном качении колеса, ненагруженного боковыми и тангенциальными силами на ровной поверхности без уклона, Н/рад; $\delta_{ij}$ — угол увода шины в боковом направлении, рад; $q_{ij}$ — функция коррекции бокового увода из-за воздействия на колесо при его качении различных эксплуатационных характеристик с различными режимами движения колеса и его состояния.

Учет боковой и нормальной податливости шин при определении поперечных реакций в отпечатке проводился с учетом коэффициента коррекции $q_{ij}$. Кроме того, в модели учтены следующие частные коэффициенты коррекции: $q_T$ — коэффициент коррекции по тангенциальной нагрузке; $q_n$ — коэффициент коррекции по нормальной нагрузке; $q_\varphi$ — коэффициент коррекции по сцеплению колес с опорной поверхностью.

Экстремальное значение коэффициента сопротивления боковому уводу определяется по зависимости [4]:

$$K_{оэ}^{y} = \frac{2C_o^{o}}{\sqrt{S_k l_k / b_k}}. \qquad (12)$$

Для определения коэффициента коррекции по нормальной нагрузке использовалась зависимость [4]:

$$q_{nij} = 2{,}4\left[\frac{R_{zij}}{R_{zm}}\right] - 1{,}8\left[\frac{R_{zi}}{R_{zm}}\right]^2 + 0{,}4\left[\frac{R_{zi}}{R_{zm}}\right]^3, \qquad (13)$$

где $R_{zm}$ — величина нормальной нагрузки, при которой коэффициент увода принимает максимальное значение.

Определяя значение величины коэффициента запаса по сцеплению колеса с опорной поверхностью по зависимости:

$$K_{\varphi ij} = \frac{\sqrt{R_{xij}^2 + R_{yij}^2}}{\varphi R_{zij}}, \qquad (14)$$

можно определить коэффициент коррекции по тангенциальной нагрузке, который рассчитывается по зависимостям [1, 2]:

$$q_{Tij} = \frac{\sqrt{1 - \left[\dfrac{R_{zij}}{\varphi R_{zij}}\right]^2}}{1 + 0{,}375\left[\dfrac{R_{xij}}{R_{zij}}\right]}, \text{ при } K_{\varphi ij} \leqslant 0{,}5; \qquad (15)$$

$$q_{Tij} = \frac{\sqrt{2(1) - \left[\dfrac{R_{zij}}{\varphi R_{zij}}\right]^2}}{1 + 3\left(-\left[\dfrac{R_{xij}}{R_{zij}}\right]\right)\left(0{,}08 + 0{,}17\dfrac{R_{zij}}{R_{zm}}\right)\left(1 - \dfrac{R_{yij}}{R_{ynij}}\right)\dfrac{R_{xij}}{R_{zij}}},$$

$$\text{при } K_{\varphi ij} < 0{,}5, \qquad (16)$$

где $R_{ynij}$ — предельная по сцеплению боковая сила, Н.

$$R_{ynij} = \sqrt{\left(\varphi R_{zij}\right)^2 - R_{xij}^2}. \qquad (17)$$

Коэффициент коррекции по сцеплению колеса с опорной поверхностью рассчитывается по зависимостям [2]:

$$q_{\varphi ij} = \frac{\operatorname{arctg}(a_\varphi(\delta_{ij} - \delta_0))}{a_\varphi(\delta_{ij} - \sigma_0)}, \qquad (18)$$

$$a_\varphi = \frac{\pi K_{y0}}{2\varphi R_{zij}}, \qquad (19)$$

где $K_{y0}$ — коэффициент сопротивления уводу при заданном значении $R_z$ на линейном участке зависимости, Н/рад; $\delta_0$ — угол увода, соответствующий переходу от линейного участка зависимости к нелинейному, рад.

Значение момента от сил сопротивления движению рассчитывалось как сумма его составляющих [3]

$$M_{ij}^{c} = M_x + M_y + M_z + M_ш, \qquad (20)$$

где $M_x$, $M_y$, $M_z$ — моменты, обусловленные действием продольных, поперечных и нормальных реакций в

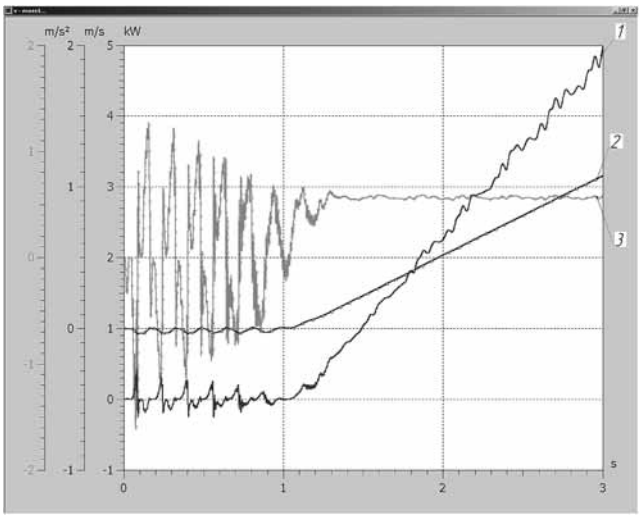



**Рис. 2. Результаты моделирования движения полноприводного автомобиля с колесной формулой 6 × 6:**

*1* — тяговая мощность автомобиля; *2* — скорость автомобиля; *3* — ускорение автомобиля

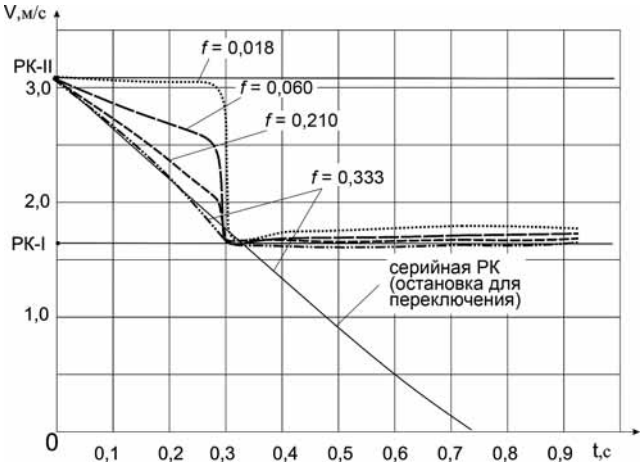



**Рис. 3. Падение скорости *V* при переключении РК на ходу за время *t* = 0,3 с при различных коэффициентах сопротивления качению *f* (пониж. → повыш.)**

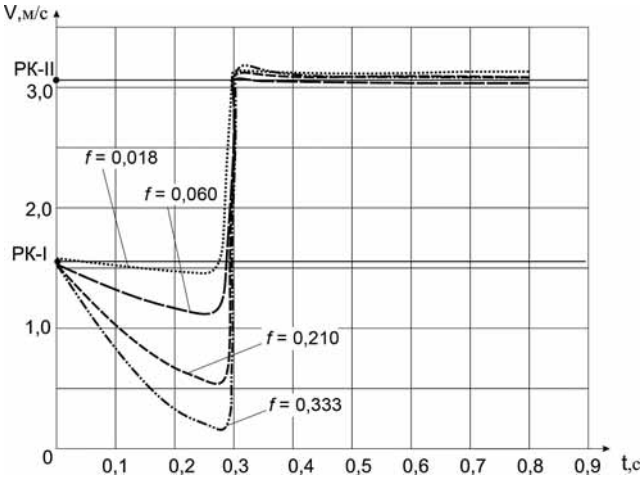



**Рис. 4. Падение скорости V при переключении РК на ходу за время t = 0,3 с при различных коэффициентах сопротивления качению f (повыш. → пониж.)**

контакте с опорной поверхностью соответственно, Н · м; $M_ш$ — момент, обусловленный эластичностью пневматической шины, Н · м.

**Полученные результаты.** Результаты моделирования движения полноприводного автомобиля "Урал" с колесной формулой 6 × 6 после переключения передачи в РК показаны на рис. 2. Моменты, обусловленные продольными, боковыми и нормальными реакциями в контакте колес с опорной поверхностью, определялись в соответствии с рекомендациями [1, 4]. Уравнения (15)—(20) и методика расчета моментов, обусловленных продольными, нормальными и боковыми реакциями в контакте колес с опорной поверхностью, а также неравномерности распределения крутящих моментов, предложенные в работе [2, 4, 6, 7], составляют основу математической модели движения автомобиля. При этом было учтено, что при выключении сцепления крутящий момент двигателя заменялся на приведенный момент инерции деталей трансмиссии, а при выключении передачи в РК — на приведенный момент инерции деталей трансмиссии, расположенных между колесным движителем и раздаточной коробкой.

С помощью составленной математической модели при максимальном крутящем моменте двигателя и направлении переключения на пониженные, задаваясь различными значениями коэффициента сопротивления качению *f*, были получены зависимости, показанные на рис. 3 и 4. В таблице помещены расчетные значения коэффициента сопротивления качению *f* для наиболее распространенных типов дорог.

На рис. 3 представлен характер изменения скорости движения автомобиля на зачетном участке за время переключения в РК 0,3 с в направлении с повышенной передачи, которой соответствует скорость РК-II, на пониженную передачу, которой соответствует скорость РК-I. Как видно, минимальное падение скорости происходит при коэффициенте сопротивления качению $f = 0{,}018$, а максимальное — при $f = 0{,}333$. Однако, если при $f = 0{,}018$ в момент включения пониженной передачи в РК автомобиль испытывает резкое изменение скорости движения,

| Вид опорной поверхности | Угол подъема | $f$ |
|---|---|---|
| Бетон мокрый | 0 | 0,023 |
| Гравийная дорога сухая | 0 | 0,025 |
| Грунтовая укатанная сухая | 0 | 0,037 |
| Грунтовая укатанная мокрая | 0 | 0,099 |
| Картофельное поле после сбора урожая мокрое | 0 | 0,213 |
| Песок сухой | 0 | 0,254 |
| Гравийная дорога мокрая | 17° | 0,335 |
| Бетон мокрый | 15° | 0,298 |

что может сказаться на его управляемости, то при $f = 0{,}333$ за время переключения автомобиль потеряет величину скорости, сравнимую с разницей передаточных отношений повышенной и пониженной передачи в РК, то есть переключение произойдет в благоприятных для управляемости условиях.

Рассмотрим влияние сил сопротивления движению на скоростные характеристики автомобиля при переключении передач в РК в направлении с пониженной на повышенную. Логично, что чем больше время переключения и $f$, тем существеннее автомобиль теряет скорость. По графикам зависимостей на рис. 4 видно, что при начальной скорости 5 км/ч и $f = 0{,}333$ автомобиль остановится за 0,35 с. При тех же условиях, но за время переключения t = 0,3 с автомобиль потеряет 70 % первоначальной скорости. В момент фиксации механизма управления (включения повышенной передачи) произойдет резкое изменение угловой скорости вращения ведущих колес, что негативно скажется на управляемости.

Расчеты показали, что сохранение подвижности автомобиля при переключении передач в РК обеспечивает автомобилю сокращение времени прохождения мерного участка в 1,2...1,3 (для задернованного грунта) и 1,26...1,45 раза (для сухого сыпучего песка) по сравнению с автомобилем, который для переключения передач в РК останавливается. С учетом того, что без остановки автомобиль способен преодолевать участки пути не снижая давления воздуха в шинах, эта разница становится еще больше. Кроме того, использование предлагаемой принципиальной схемы РК [8] обеспечивает в зависимости от разности коэффициентов сцепления ведущих колес в 1,28...1,73 раза большие по сравнению с серийным автомобилем значения реализуемой силы тяги на крюке. При этом автомобиль способен преодолевать в 1,39...1,45 большие по сравнению с серийным подъемы и в 1,36...1,54 раза большие сопротивления движению.

**Выводы.** Полученные результаты исследований показывают повышение подвижности полноприводного автомобиля-тягача при переключении передач в РК, что позволяет улучшить проходимость, предотвратить "застревание" и увеличить среднюю скорость движения. Включение низшей передачи в РК без остановки автомобиля позволяет исключить буксование колес при его трогании на дороге, имеющих низкий коэффициент сцепления. Тем самым обеспечивается более полное использование сцепления колес с дорогой при снижении нагрузки на двигатель и трансмиссию.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Агейкин Я. С.** Проходимость автомобиля / Я. С. Агейкин. — М.: Машиностроение, 1981. — 232 с.
2. **Бабков В. Ф.** Проходимость колесных машин по грунту / В. Ф. Бабков, А. К. Бирюля, В. М. Сиденко. — М.: Автотрансиздат, 1959.
3. **Келлер А. В.** Повышение проходимости автомобиля с межколесным дифференциалом ограничением буксования ведущих колес: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Келлер. — Челябинск, 1999.
4. **Макаров С. Н.** Метод улучшения управляемости автомобилей многоцелевого назначения путем регулирования стабилизации управляемых колес: дис. ... канд. техн. наук / С. Н. Макаров. — Рязань, 1998.
5. **Платонов В. Ф.** Полноприводные автомобили / В. Ф. Платонов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение. 1989.
6. **Афанасьев Б. А., Белоусов Б. П., Жеглов Л. Ф.** и др. Проектирование полноприводных колесных машин: в 3 т. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000.
7. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. — Минск: Наука и техника, 1982. — 625 с.
8. **Яковлев П. В.** Совершенствование параметров и динамических свойств трансмиссий полноприводных автомобилей-тягачей / П. В. Яковлев, Г. Д. Драгунов // Транспорт Урала. — 2011. — № 2. С. 101—106.

УДК 62-112.83

**И. С. Антонов**, д. т. н., профессор, зав. кафедрой,
**А. В. Трегубов**, аспирант, м. н. с., Ульяновский государственный университет
E-mail: tregub@i.ua

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В БОЛТАХ СОЕДИНЕНИЙ С ПРЯМОУГОЛЬНЫМ СТЫКОМ

*Выход из строя подобных соединений, как правило, происходит из-за разрушения крепежных элементов. Напряжения, возникающие в них, а также плотность стыка зависят от конструкции самого соединения.*

***Ключевые слова:*** *болт, раскрытие стыка, отрывающая нагрузка, полосовой стык.*

При нахождении усилий в крепежных элементах соединений с прямоугольным стыком обычно используются классические (приближенные) методы [1]. Необходимость получения более достоверных результатов продиктована исследованиями, производимыми в областях, где данный вид соединений является особо ответственным. Постановка задачи вызвана известным фактом, что в абсолютном большинстве случаев разрушения наиболее слабым звеном соединения являются крепежные элементы.

Исследовалась конструкция, схема которой представлена на рис. 1.

Две стальные тавровые балки стянуты болтами, расположенными симметрично относительно центрального ребра тавра. Нагрузка равномерно распределена по ребру (рис. 2). Размеры основания тавра: 1300 × 120 мм, высота ребра тавра: 30 мм, болт — М18, материал тавра и болта — сталь 45, коэффициент трения — 0,1. Варьируемые параметры: толщина основания тавра, расстояние от оси тавра до крепежного элемента, величина внешней силы.

Для упрощения эксперимента головка болта была заменена цилиндром с диаметром, равным размеру "под ключ". Резьба не моделировалась, поскольку в поставленной задаче было необходимо выяснить лишь влияние внешней нагрузки и геометрических параметров на изменение усилия в болте.

Моделирование проводилось в программном пакете ANSYS Workbench Mechanical с помощью инструмента "transient structural" (без учета пластических деформаций): плоскости симметрии были закреплены с помощью инструмента "Frictionless Support"; предварительная затяжка болта моделировалась с помощью инструмента "Displacement". Болт был затянут до напряжения $0{,}7\sigma_т$ (напряжение предварительной затяжки составляло 238 МПа). Внеш-

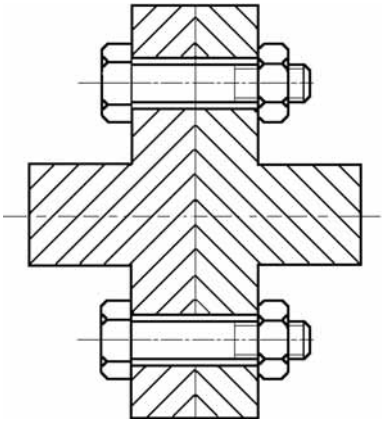


**Рис. 1. Конструктивная схема соединения**

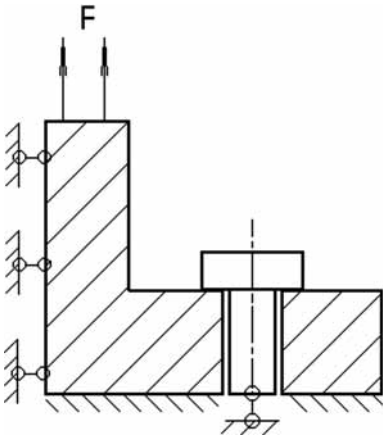



**Рис. 2. Расчетная схема соединения**

няя нагрузка задавалась с помощью инструмента "Force". При проведении вычислительного эксперимента сила, приложенная к ребру тавра, монотонно возрастает от нуля до максимального значения, при котором напряжение в стержне болта достигает предела

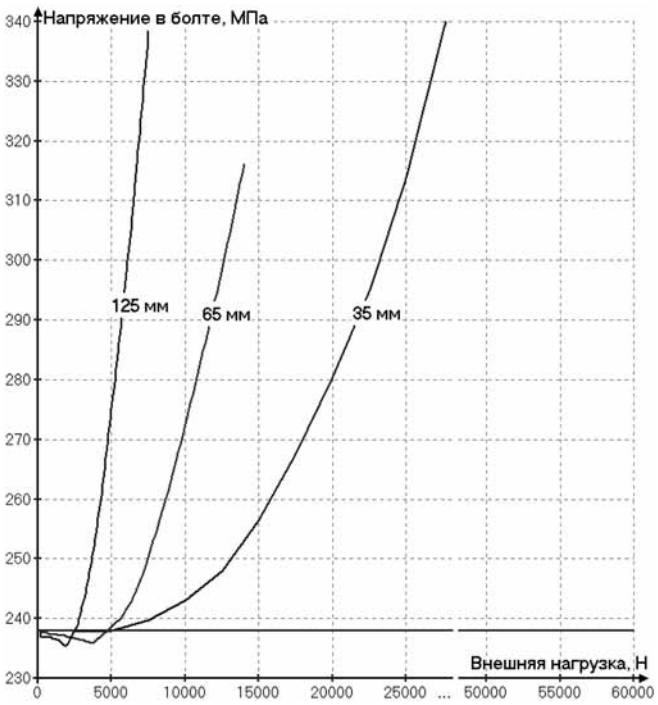



**Рис. 3. Зависимость максимального напряжения в болте от внешней нагрузки и расстояния от оси болта до плоскости симметрии (толщина основания тавра — 8 мм)**

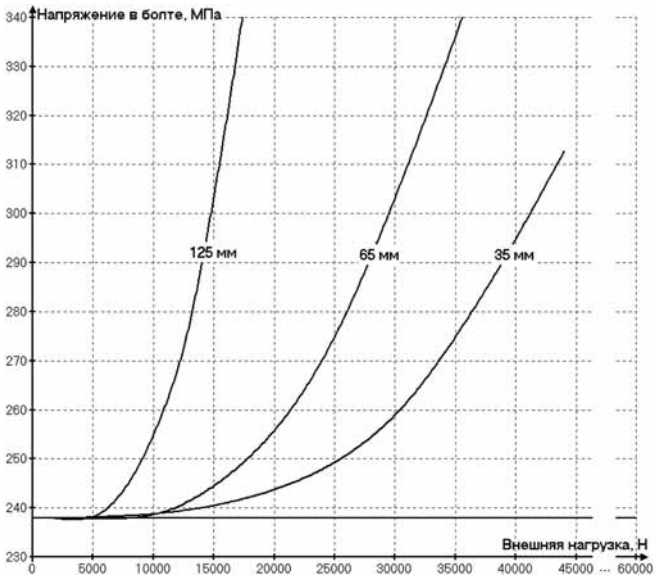



**Рис. 4. Зависимость максимального напряжения в болте от внешней нагрузки и расстояния от оси болта до плоскости симметрии (толщина основания тавра — 20 мм)**

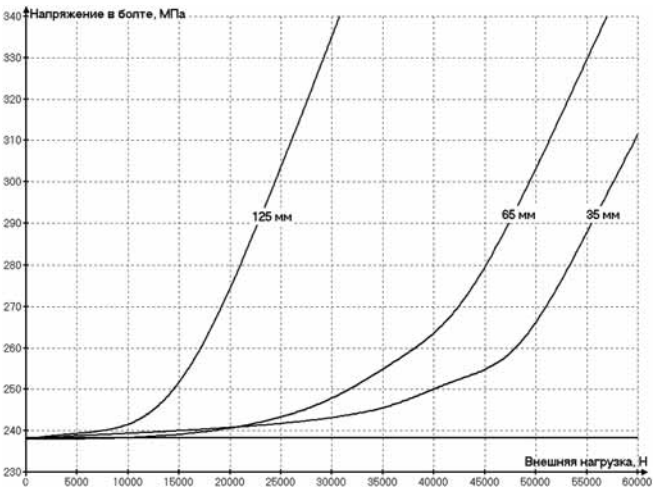



**Рис. 5. Зависимость максимального напряжения в болте от внешней нагрузки и расстояния от оси болта до плоскости симметрии (толщина основания тавра — 40 мм)**

текучести (верхнее значение силы определяется экспериментально). Напряжения в стержне болта контролировались при помощи инструмента "Stress Probe".

На первом этапе вычислительного эксперимента изменялась толщина основания тавра (8, 20, 40 мм) и расстояние до оси болта (35, 65, 125 мм). Результаты испытаний представлены на рис. 3—5.

Как и следовало ожидать, по мере удаления болта от плоскости симметрии конструкции максимальное напряжение в нем (при постоянной внешней нагрузке) резко возрастает, что можно объяснить влиянием изгиба основания тавра и, как следствие — изгибом болта, приводящим к неравномерному распределению напряжений по его сечению (это наиболее заметно при толщине основания тавра, равном 8 мм, см. рис. 3).

Далее исследовалось НДС соединения, скрепленного болтами, расположенными на расстоянии 35 мм от плоскости симметрии, как наиболее рациональным с точки зрения прочности крепежного элемента. Проведено три серии опытов. В каждой из них длина болта М18 оставалась постоянной: 8 ; 20; 40 мм, а варьировались толщина основания тавра (8, 15, 20, 30, 40 мм) и внешняя нагрузка (6, 12, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60 кН). Для сохранения неизменной длины болта (его постоянной податливости) приходилось либо помещать шайбу под его головку (ее внешний диаметр равен размеру "под ключ"), либо делать цековку (рис. 6).

**Рис. 6. Схемы соединений с болтами различной длины**

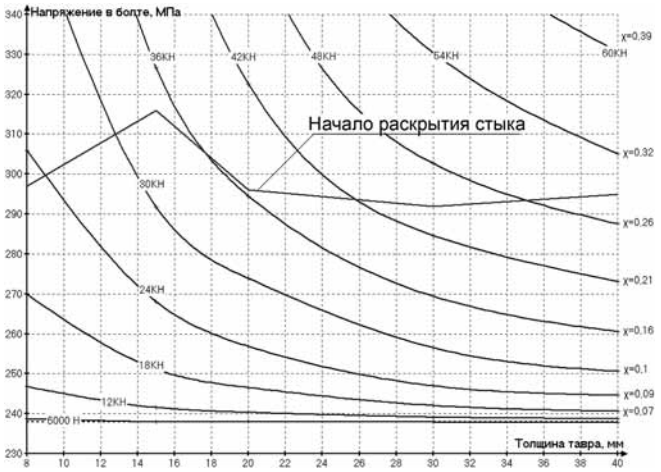



**Рис. 7. Зависимость максимального напряжения в болте от величины внешней нагрузки и толщины основания тавра (длина болта — 8 мм)**

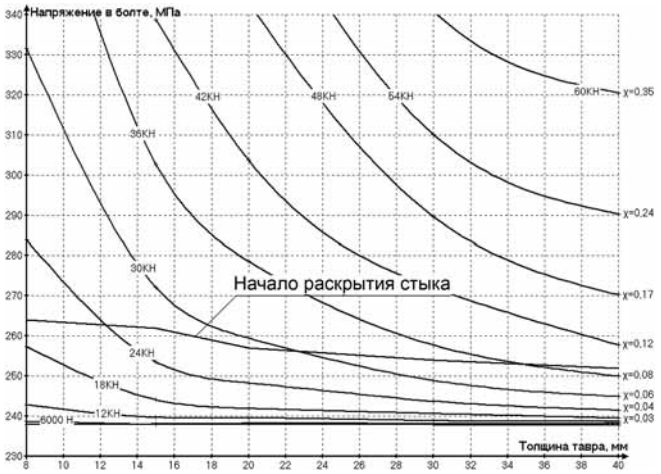



**Рис. 8. Зависимость максимального напряжения в болте от величины внешней нагрузки и толщины основания тавра (длина болта — 20 мм)**

Результаты исследований приведены на рис. 7—9, где дополнительно нанесены линии, обозначающие начало раскрытия стыка под болтом.

Анализируя рис. 7—9, можно сделать вывод, что удлинение болта (увеличение его податливости) ведет к снижению усилия, требуемого для раскрытия стыка, а увеличение толщины тавров (жесткости детали) уменьшает изгиб болта и, следовательно, максимальное напряжение в нем.

Выявлен ряд факторов, отличающихся от классических представлений. Например, напряжение в болте существенно не изменяется по мере раскрытия стыка. Неравномерность распределения напряжений по поперечному сечению болта (особенно для короткого болта и малой толщине стягиваемых участков) свидетельствует о том, что классический подход анализа

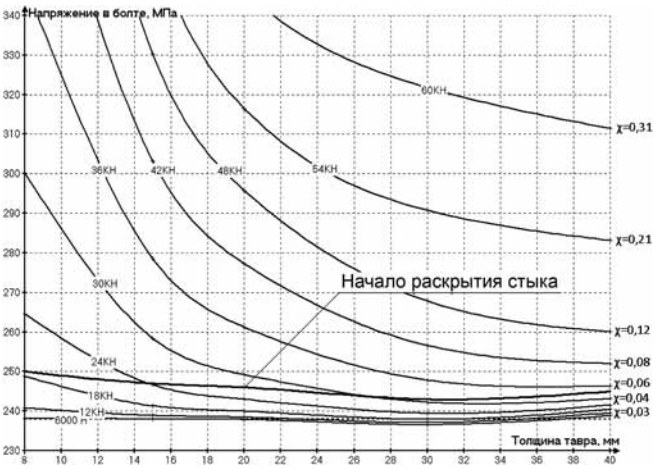



**Рис. 9. Зависимость максимального напряжения в болте от величины внешней нагрузки и толщины основания тавра (длина болта — 40 мм)**

НДС крепежного элемента (по дополнительному усилию в болте) [1] можно в первом приближении использовать только при толщине скрепляемых деталей >30 мм. Для анализа НДС ответственных тонкостенных конструкций (толщина стягиваемых деталей < 20 мм) классический подход использовать нежелательно — будет слишком велика погрешность. Поскольку в последнем случае градиент напряжений в болте довольно резко изменяется, необходимо оценивать его НДС не по дополнительному усилию, а по максимальному напряжению в поперечном сечении.

Таким образом, превалирующее влияние на максимальное напряжение в болте оказывают два фактора: изгиб стягиваемых участков деталей и длина болта (податливость крепежного элемента и стягиваемых участков). Фактор частичного раскрытия стыка (полного раскрытия стыка в данной конструкции достичь невозможно) заметного влияния на величину максимального напряжения в болте (условного коэффициента основной нагрузки — $\chi$) не оказывает.

Рекомендовать количественную характеристику определения максимальных напряжений в болте, используя классический подход [1], в общем случае не представляется возможным. Например, при толщине тавра 8 мм (см. рис. 7) разброс условного коэффициента $\chi$ колеблется в пределах 0,07...0,39, т. е. в каждом конкретном случае необходимо решать отдельную задачу.

В дальнейших исследованиях крепежные элементы планируется моделировать с резьбой, т. е. решение будет проводиться с определением зон пластической деформации.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. — 368 с.

УДК 621.771.63

**М. И. Сидоренко**, канд. техн. наук, доц. (ОАО "МАЗ")
E-mail: lzr@maz.by

# ОСОБЕННОСТИ ПЛАСТИЧЕСКОГО ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПОЛОС ПЕРЕМЕННОЙ ТОЛЩИНЫ НА ПОДВИЖНОЙ ОПРАВКЕ

*Приведен анализ кинематических и силовых параметров очага пластической деформации при прокатке полос переменной толщины на подвижной профилированной оправке в неприводных валках.*

***Ключевые слова:*** *малолистовая рессора, усилие прокатки, очаг деформации, валок, оправка, полоса, напряжение, деформация, обжатие.*

Полосы переменной по длине толщины эффективно используют в конструкциях малолистовых рессор большегрузных автомобилей. Известный [1] способ изготовления полосовых заготовок переменной по длине толщины заключается в том, что исходную полосу постоянного поперечного сечения вначале нагревают в индукторе, затем укладывают на ребро перед неприводными валками и далее поступательным движением оправки перпендикулярно линии центров валков осуществляют огибание ее полосой с двух сторон, после чего производят одновременное обжатие обеих ветвей полосы между валками, установленными с постоянным зазором. При этом за счет профилированной по длине оправки копируется заданный контур в ветвях полосы. Затем изогнутую прокатанную полосу снимают с оправки и специальным разгибным устройством распрямляют ее до плоскостности одной из сторон. Схема устройства для прокатки полос по данному способу показана на рис. 1.

Для определения силовых и кинематических параметров процесса рассмотрим задачу двумерной прокатки полосы в неприводных валках на подвижной оправке (рис. 2). В анализе используем метод совместного решения приближенных дифференциальных уравнений равновесия и уравнения пластичности (метод плоских сечений). Уравнение равновесия сил на ось $OX$ для зоны отставания запишем в виде:

$$(\sigma_x + d\sigma_x)(h_x + dh_x) - \sigma_x h_x - \sigma_{z\varphi}\frac{dx}{\cos\varphi_x}\sin\varphi_x +$$
$$+ \sigma_{z\theta}\frac{dx}{\cos\theta}\sin\theta + \tau_b\frac{dx}{\cos\varphi_x}\cos\varphi_x + \tau_0\frac{dx}{\cos\theta}\cos\theta = 0.$$

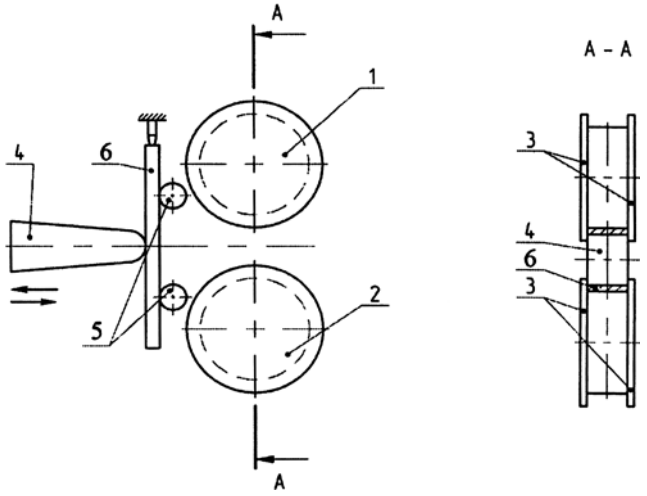



**Рис. 1. Схема прокатки профиля на оправке:**

*1*, *2* — валки; *3* — реборды; *4* — оправка; *5* — ролики; *6* — прокатываемая полоса

После преобразований дифференциального уравнения, пренебрегая бесконечно малыми величинами второго порядка, получим:

$$d\sigma_x h_x + \sigma_x dh_x - \sigma_{z\varphi} dh_{x\varphi} + \sigma_{z\theta} dh_{x\theta} +$$
$$+ \tau_в \frac{dh_{x\varphi}}{\mathrm{tg}\varphi_x} + \tau_0 \frac{dh_{x\theta}}{\mathrm{tg}\theta} = 0. \qquad (1)$$

Поскольку в зоне отставания при $\alpha > \theta$ величина $\varphi_x > \theta$, то согласно рис. 2, *б*, можно записать, что: $dh_x = dh_{x\varphi} - dh_{x\theta}$. Ввиду разной направленности вдоль оси $OX$ составляющих напряжений $\sigma_{z\varphi}$ и $\sigma_{z\theta}$, в уравнении (1) очевидно можно принять $-\sigma_{z\varphi} dh_{x\varphi}$ +

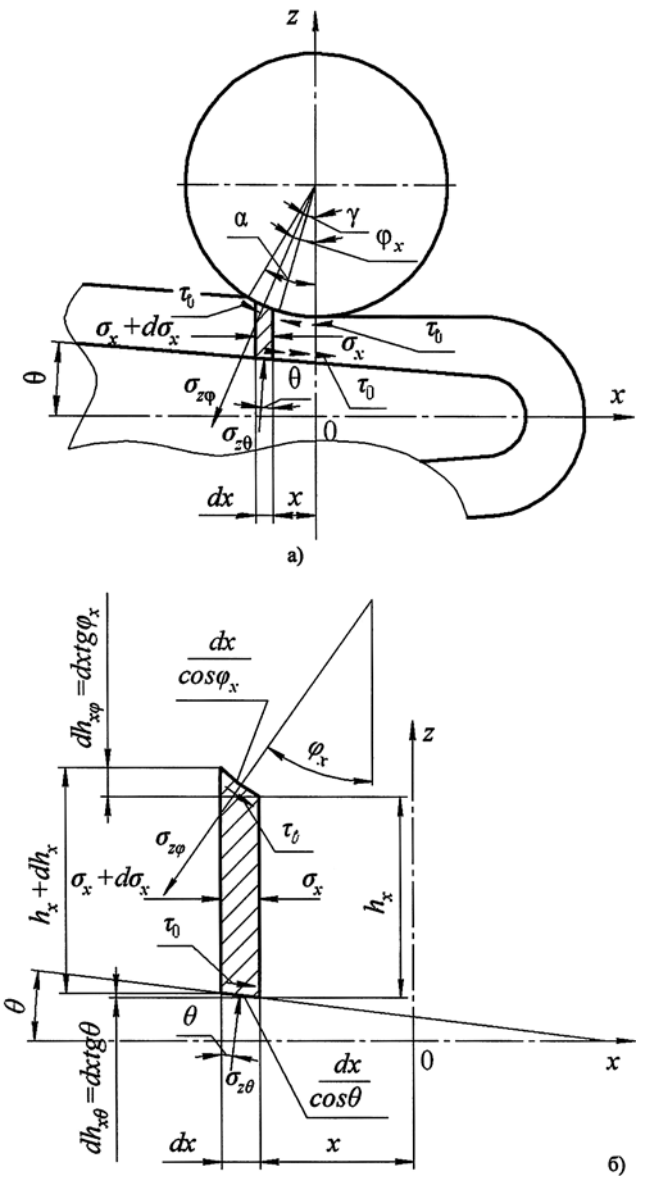



**Рис. 2. Схема приложения сил в очаге деформации**

$+\sigma_{z\theta}dh_{x\theta} = -\sigma_z dh_x$. В связи с этим данное уравнение запишется в виде:

$$d\sigma_x h_x + \sigma_x dh_x - \sigma_z dh_x + \tau_b \frac{dh_{x\varphi}}{\mathrm{tg}\varphi_x} + t_0 \frac{dh_{x\theta}}{\mathrm{tg}\theta} = 0.$$

Далее примем, что $\mathrm{tg}\varphi = \frac{\mathrm{tg}\varphi_x + \mathrm{tg}\theta}{2}$. В свою очередь на основании [2] дугу контакта металла с валком заменим хордой: $\mathrm{tg}\varphi_x = \mathrm{tg}\frac{\alpha+\gamma}{2}$, после чего можно записать: $\mathrm{tg}\varphi = \frac{\mathrm{tg}\frac{\alpha+\gamma}{2} + \mathrm{tg}\theta}{2}$.

Зададим условие трения по Амонтону [2] $\tau_b = \tau_0 = f\sigma_z$, где $f$ — коэффициент контактного трения. В связи с этим предыдущее выражение примет вид:

$$d\sigma_x h_x - \sigma_x dh_x - \sigma_z dh_x + f\sigma_z dh_x \frac{2}{\mathrm{tg}\frac{\alpha+\gamma}{2} + \mathrm{tg}\theta} = 0. \quad (2)$$

Введем обозначение: $\frac{2f}{\mathrm{tg}\frac{\alpha+\gamma}{2} + \mathrm{tg}\theta} = \delta_0$.

Уравнение пластичности для нашего случая представим как:

$$\sigma_z - \sigma_x = \beta\sigma_T. \quad (3)$$

Откуда: $\sigma_x = \sigma_z - \beta\sigma_T$, а $d\sigma_x = d\sigma_z$. Тогда с учетом уравнения пластичности выражение (2) запишется в виде: $d\sigma_z - (\sigma_z - \sigma_x)\frac{dh_x}{h_x} + \delta_0\sigma_z\frac{dh_x}{h_x} = 0$ или:

$$\delta\sigma_z = (\beta\sigma_T - \delta_0\sigma_z)\frac{dh_x}{h_x} = 0. \quad (4)$$

После интегрирования получим $\ln(\beta\sigma_T - \delta_0\sigma_z) = -\delta_0 \ln h_x + C_0$.

Отсюда $\beta\sigma_T - \delta_{0z} = +C_0 h_x^{-\delta_0}$ или $\sigma_z = \frac{1}{\delta_0}\left(\beta\sigma_T - C_0 h_x^{-\delta_0}\right)$.

Постоянную интегрирования $C_0$ найдем из граничных условий, согласно которым при $h_x = h_0$ величина $\sigma_z = \beta\sigma_T$. Тогда $C_0 = \beta\sigma_T\left(1 - \frac{1}{\delta_0}\right)h_0^{\delta_0}$. Подставив значение постоянной интегрирования в предыдущее выражение, окончательно запишем для зоны отставания:

$$\sigma_{z_{OT}} = \frac{\beta\sigma_T}{\delta_0}\left[\left(\delta_0 - 1\right)\left(\frac{h_0}{h_x}\right)^{\delta_0} + 1\right]. \quad (5)$$

Из рис. 2 видно, что в пределах угла $\gamma$ касательные контактные напряжения на валке $\tau_в$ и на оправке $\tau_0$ имеют разные направления и образуется так называемая зона сдвига. В силу этого дифференциальное уравнение (1) предстанет в ином виде, а именно:

$$d\sigma_x h_x + \sigma_x dh_x - \sigma_z dh_x = 0.$$

С учетом уравнения пластичности (3) оно запишется как:

$$d\sigma_z - \beta\sigma_T \frac{dh_x}{h_x} = 0, \qquad (6)$$

а после интегрирования примет вид: $\sigma_z = \beta\sigma_T \ln h_x + C_1$.

Постоянную интегрирования определим из граничных условий, в соответствии с которыми при $h_x = h_\gamma$ согласно уравнению (5): $\sigma_z = \frac{\beta\sigma_T}{\delta_0}\left[\left(\delta_0 - 1\right)\left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0} + 1\right]$.

Тогда можно записать, что: $\frac{\beta\sigma_T}{\delta_0}\left[\left(\delta_0 - 1\right)\left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0} + 1\right] = \beta\sigma_T \ln h_\gamma + C_1$.

Отсюда:

$$C_1 = \beta\sigma_T\left\{\frac{1}{\delta_0}\left(\left(\delta_0 - 1\right)\left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0} + 1\right) - \ln h_\gamma\right\}.$$

Далее с учетом значения постоянной интегрирования выражение для зоны сдвига запишется в форме:

$$\sigma_{zc} = \beta\sigma_T\left\{\frac{1}{\delta_0}\left(\left(\delta_0 - 1\right)\left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0} + 1\right) - \ln\frac{h_\gamma}{h_x}\right\}. \qquad (7)$$

Анализируя процесс прокатки полос на профилированной подвижной оправке, нетрудно заметить, что при определенных углах наклона рабочего профиля оправки к направлению ее перемещения возможно появление зоны опережения одновременно на валках и оправке. Дифференциальное уравнение равновесия (2) для этой зоны в соответствии с [1] запишется в виде:

$$d\sigma_x h_x - \sigma_x dh_x - \sigma_z dh_x + f\sigma_z dh_x \frac{2}{\mathrm{tg}\frac{\gamma}{2} + \mathrm{tg}\theta} = 0. \qquad (8)$$

Обозначим $\frac{2f}{\mathrm{tg}\frac{\gamma}{2} + \mathrm{tg}\theta} = \delta_1$. В связи с этим выражение (2) примет вид:

$$d\sigma_z = (\beta\sigma_T + \delta_1\sigma_z)\frac{dh_x}{h_x}. \qquad (9)$$

После его интегрирования получим $\ln(\beta\sigma_T + \delta_1\sigma_z) = \delta_1 \ln h_x + C_1$, а с учетом преобразований запишем $\beta\sigma_T = \delta_1\sigma_z = C_1 h_x^{\delta_1}$. Отсюда: $\sigma_z = \frac{1}{\delta_1}\left(\beta\sigma_T + C_1 h_x^{\delta_1}\right)$.

Постоянную интегрирования найдем из граничных условий, согласно которым при $h_x = h_1$ величина $\sigma_z = \beta\sigma_T$. Тогда $C_1 = \beta\sigma_T\left(1 + \frac{1}{\delta_1}\right)h_1^{-\delta_1}$ и далее, с учетом постоянной интегрирования, данное выражение для зоны опережения примет вид:

$$\sigma_{z_{\text{оп}}} = \frac{\beta\sigma_T}{\delta_1}\left[\left(\delta_1 + 1\right)\left(\frac{h_x}{h_1}\right)^{\delta_1} - 1\right]. \qquad (10)$$

С целью установления границы между зонами сдвига и опережения приравняем выражения (7) и (10):

$$\frac{1}{\delta_0}\left[\left(\sigma_0 - 1\right)\left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0} + 1\right] - \ln\frac{h_\gamma}{h_x} = \frac{1}{\delta_1}\left[\left(\delta_0 + 1\right)\left(\frac{h_x}{h_1}\right)^{\delta_1} - 1\right]. \qquad (11)$$

Отсюда определим $h_x$, которое в данном случае будет равно $h_{\gamma_1}$. Далее по известной [2] формуле найдем:

$$\gamma_1 = \sqrt{\frac{2\left(h_{\gamma_1} - h_1\right)}{D}}. \qquad (12)$$

Входящую в левую часть выражения (11) величину $h_\gamma$ найдем в соответствии с [2] из выражения:

$$h_\gamma = h_1 + \frac{D\gamma^2}{2}. \qquad (13)$$

В свою очередь для случая прокатки полосы с холостым (неприводным) валком входящая сюда величина нейтрального угла согласно [3, 4] может быть найдена по формуле:

$$\gamma = \frac{\alpha}{2}\left(1 + \frac{f_1 d}{fD}\right), \qquad (14)$$

где $d$ — диаметр шеек валка, $f_1$ — коэффициент контактного трения на шейке валка, $\alpha$ — угол контакта полосы с валком, который может быть определен с помощью известного [2] выражения:

$$\alpha = \sqrt{\frac{2\left(h_0 - h_1\right)}{D}}. \qquad (15)$$

Процесс прокатки полос в неприводных валках на подвижной профилированной оправке является несимметричным, так как условия деформирования для валка и оправки различны [5]. Его с некото-

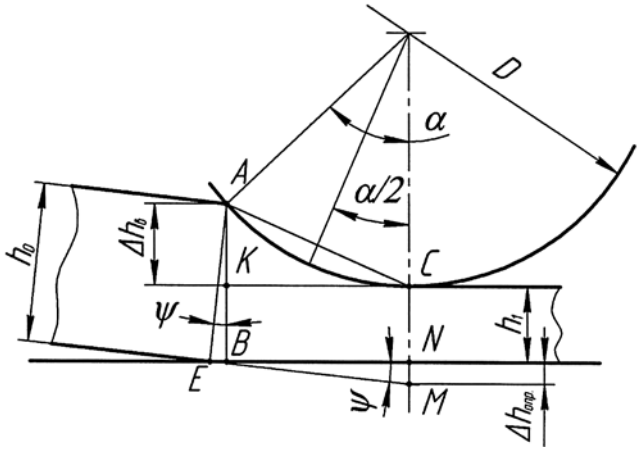



**Рис. 3. Схема обжатия полосы на оправке**

рым приближением можно рассматривать как прокатку в валках разного диаметра [2]. Поэтому суммарное обжатие по толщине полосы будет складываться из обжатия со стороны валка и оправки. В связи с тем, что металл полосы по своим механическим свойствам однороден и усилие, действующее с его стороны на валок и оправку, одинаково, можно принять при неизменной ширине полосы вдоль очага деформации равенство длин $AC$ и $EN$ (рис. 3).

В нашем случае прокатки полоса входит в очаг деформации под углом наклона $\psi$ к поверхности оправки. Вследствие этого обжатие заготовки оправкой можно определить выражением: $\Delta h_{опр} = EM\cos\psi$.

Для отыскания значения угла $\psi$ сначала определим угол $\alpha$. Из рис. 3 следует, что $AC = EN = D\sin\frac{\alpha}{2}$, а отрезок $AB = AK + BK = AK + h_1$. В свою очередь величина $AK = AC\sin\frac{\alpha}{2} = D\sin^2\frac{\alpha}{2}$. Тогда можно записать, что $AB = h_1 + D\sin^2\frac{\alpha}{2}$.

С другой стороны: $AB = AE\cos\psi = h_0\cos\psi$. Поэтому нетрудно получить равенство:

$$h_1 + D\sin^2\frac{\alpha}{2} = h_0\cos\psi. \qquad (16)$$

В него входят два неизвестных параметра $\alpha$ и $\psi$. Согласно рис. 3 отрезок $BE = AC - AC\cos\frac{\alpha}{2} = AC\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right) = D\sin\frac{\alpha}{2}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)$. Но, с другой стороны, $BE = AE\sin\psi = h_0\sin\psi$. Тогда можно получить другое равенство:

$$D\sin\frac{\alpha}{2}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right) = h_0\sin\psi. \qquad (17)$$

Учитывая, что $\sin^2\psi + \cos^2\psi = 1$, найдем параметр $\cos\psi = \sqrt{1 - \sin^2\psi}$. Подставляя его в равенство (16), запишем $h_1 + D\sin^2\frac{\alpha}{2} = \sqrt{h_0 - h_0\sin^2\psi}$. Решая данное выражение совместно с равенством (17) окончательно можно записать:

$$h_1 + D\sin^2\frac{\alpha}{2} = \sqrt{h_0^2 - \left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)^2 D^2\sin^2\frac{\alpha}{2}}. \qquad (18)$$

Полученное уравнение является трансцендентным и его решение возможно только численным методом. В нашем случае использован метод половинного деления. Искомой величиной здесь является угол $\alpha$ и, зная его, абсолютное обжатие полосы валком нетрудно определить с помощью выражения:

$$\Delta h_в = \frac{D}{2}(1 - \cos\alpha). \qquad (19)$$

В табл. 1 представлены результаты расчета углов $\alpha, \gamma, \gamma_1$, а также параметров обжатий $\Delta h_в$, $\Delta h_{опр}$ и значений $h_\gamma$, $h_{\gamma_1}$, $l_\alpha$, $l_\gamma$, $l_{\gamma_1}$ для разных диаметров валков

**Расчетные значения параметров очага деформации при прокатке полосы на оправке в валках разного диаметра, диаметре цапф $d_1$ = 100 мм и коэффициенте контактного трения в них $f_1$ = 0,1**

| $f = 0{,}3$ | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $D$, мм | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| $\alpha$, ° | 40,36 | 32,76 | 28,30 | 25,27 | 23,04 |
| tg$\alpha$ | 0,849 | 0,643 | 0,538 | 0,472 | 0,425 |
| $\Delta h_в$, мм | 11,92 | 11,94 | 11,95 | 11,96 | 11,96 |
| $\Delta h_{опр}$, мм | 0,08 | 0,06 | 0,05 | 0,04 | 0,04 |
| $\gamma$, ° | 26,91 | 20,01 | 16,51 | 14,31 | 12,79 |
| $h_\gamma$, мм | 15,45 | 14,54 | 14,12 | 13,91 | 13,75 |
| $\gamma_1$, ° | 0 | 0 | 0 | 1,29 | 2,46 |
| $h_{\gamma_1}$, мм | 10 | 10 | 10 | 10,03 | 10,14 |
| $l_\alpha$, мм | 35,20 | 42,86 | 49,36 | 55,12 | 60,28 |
| $l_\gamma$, мм | 23,47 | 26,21 | 28,81 | 31,18 | 33,49 |
| $l_{\gamma_1}$, мм | 0 | 0 | 0 | 2,8 | 6,43 |
| $f = 0{,}4$ | | | | | |
| $\gamma$, ° | 25,22 | 19,10 | 15,92 | 13,90 | 12,48 |
| $h_\gamma$, мм | 14,75 | 14,12 | 13,9 | 13,75 | 13,61 |
| $\gamma_1$, ° | 0 | 0,8 | 3,26 | 4,15 | 4,55 |
| $h_{\gamma_1}$, мм | 10,0 | 10,007 | 10,16 | 10.33 | 10,47 |
| $l_\gamma$, мм | 22,0 | 24,98 | 27,77 | 30,31 | 32,66 |
| $l_{\gamma_1}$, мм | 0 | 1,05 | 5,76 | 9,04 | 11,91 |

$D$ и коэффициентов контактного трения $f$ при прокатке полосы с начальной толщиной $h_0 = 22$ мм до конечной толщины $h_1 = 10$ мм.

Анализ полученных значений обжатий полосы валком и оправкой показывает, что со стороны оправки трение практически отсутствует. В связи с этим величину угла контакта полосы с валком целесообразно определять не с помощью уравнения (15), а на основании выражения (19), из которого следует, что:

$$\alpha = \arccos\left[1 - \frac{2\left(h_0 - h_1\right)}{D}\right]. \qquad (20)$$

Аналогично для нашего случая нетрудно определить значение нейтрального угла $\gamma_1$ с помощью выражения:

$$\gamma_1 = \text{arcocs}\left[1 - \frac{2\left(h_{\gamma_1} - h_1\right)}{D}\right], \qquad (21)$$

в отличие от известной формулы (12), которая справедлива для симметричного очага деформации.

Далее на основании уравнений (20) и (21) не представляет труда определить параметр:

$$h_\gamma = h_1 + \frac{D}{2}(1 - \cos\gamma), \qquad (22)$$

в отличие от известного уравнения (13), справедливого для случая симметричного очага деформации.

При установившемся процессе прокатки вращение неприводного валка обеспечивается согласно [2, 3] в случае, когда $\text{tg}\alpha \leqslant 2f$. Однако данное условие справедливо при отсутствии трения в шейках валка, хотя на самом деле оно есть и оказывает тормозящее действие на валок. Это равносильно уменьшению контактного трения на бочке валка на величину $f_1 d/D$, которая определяется из равенства моментов $f_1 d = fD$. Тогда условие вращения валков запишется в виде:

$$\text{tg}\alpha \leqslant 2f - f_1\frac{d}{D}. \qquad (23)$$

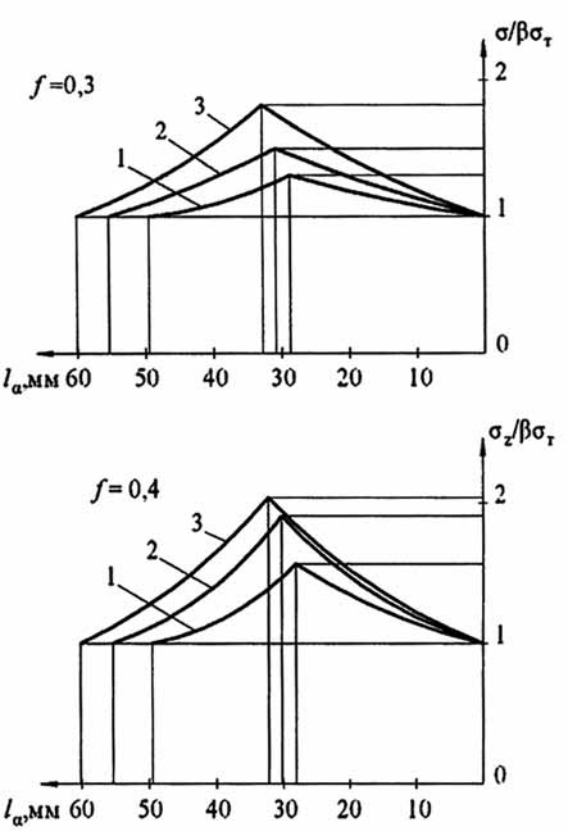



**Рис. 4. Эпюры нормальных контактных напряжений в очаге деформации при прокатке полос на оправке в валках различного диаметра (*1* — *D* = 200 мм; *2* — *D* = 250 мм; *3* — *D* = 300 мм) и разных коэффициентах контактного трения *f***

При горячей прокатке стали в сухих валках согласно [2, 6] коэффициент контактного трения составляет в среднем $f = 0{,}3$. Коэффициент трения в подшипниках скольжения шеек валков со смазкой при бронзовых вкладышах [7] не превышает $f_1 = 0{,}1$. Тогда условие захвата при диаметре шеек валка $d = 100$ мм будет $\text{tg}\alpha \leqslant 0{,}6 - 10/D$. Сравнивая полученные при этом результаты с данными таблицы, нетрудно установить, что гарантированное вращение неприводному валку обеспечивается при диаметре его бочки $D \geqslant 200$ мм. При меньших диаметрах валков неизбежно происходит их торможение.

На рис. 4 представлены эпюры нормальных контактных напряжений в очаге деформации при прокатке полосы на оправке в валках различного диаметра при разных коэффициентах контактного трения, построенные с помощью выражений (5), (7), (10).

Для определения распорного усилия между валком и оправкой необходимо проинтегрировать функции (5), (7) и (10) в пределах их изменения:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\beta\sigma_T B_{\text{ср}} D\sin\alpha}{2\left(h_0 - h_1\right)}\left\{\int_{h_\gamma}^{h_0}\frac{1}{\delta_0}\left[\left(\delta_0 - 1\right)\left(\frac{h_0}{h_x}\right)^{\delta_0} + 1\right]dh_x + \right.$$

$$+\int_{h_{\gamma 1}}^{h_\gamma}\frac{1}{\delta_0}\left\langle\left[\left(\delta_0 - 1\right)\left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0} + 1\right] - \ln\frac{h_\gamma}{h_x}\right\rangle dh_x +$$

$$\left. + \int_{h_1}^{h_{\gamma 1}}\frac{1}{\delta_0}\left[\left(\delta_0 + 1\right)\left(\frac{h_x}{h_1}\right)^{\delta_1} - 1\right]dh_x\right\},$$

где $B_{\text{ср}}$ — средняя по длине очага ширина полосы.

В результате получаем окончательное уравнение:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\beta\sigma_T B_{\text{ср}} D\sin\alpha}{2\left(h_0 - h_1\right)}\left\{h_\gamma\left[\left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0} - \frac{1}{\delta_0}\right] + \right.$$

$$+ h_{\gamma_1}\left\langle\frac{1}{\delta_0}\left[\ln\frac{h_\gamma}{h_{\gamma_1}} + \left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0}\right] - \left(\frac{h_0}{h_\gamma}\right)^{\delta_0} + \right.$$

$$\left.\left. + \frac{1}{\delta_1}\left[\left(\frac{h_{\gamma_1}}{h_1}\right)^{\delta_1} - 1\right]\right\rangle\right\}. \qquad (24)$$

На рис. 5 представлены кривые изменения усилия прокатки полосы начальной толщиной $h_0 = 22$ мм до конечного значения $h_1 = 10$ мм на оправке в валках различного диаметра в зависимости от степени деформации при разных коэффициентах контактного трения. Предельная степень деформации при этом составляет $\varepsilon_{\text{пр}} = 0{,}545$.

Из графиков видно, что с увеличением степени деформации усилие прокатки возрастает и наиболее существенно с повышением коэффициента контактного трения и диаметров валков.

Таким образом, установлено, что обжатие полосы со стороны оправки составляет лишь несколько процентов от суммарного обжатия и им можно пренебречь.

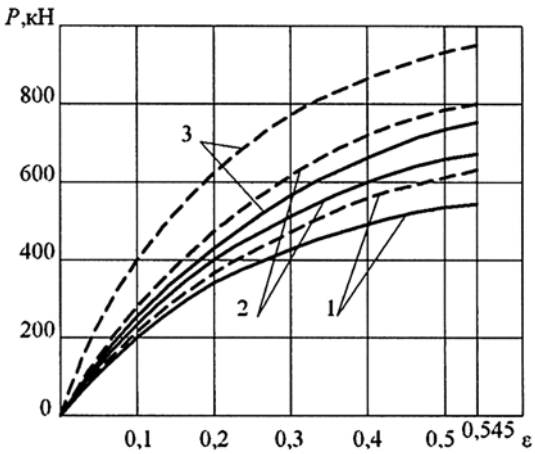



**Рис. 5. Изменение значений усилия прокатки полосы шириной 90 мм из стали 60С2А (температура прокатки 980 °С; $\sigma_T$ = 100 МПа [8]) в валках различного диаметра (*1* — *D* = 200 мм; *2* — *D* = 250 мм; *3* — *D* = 300 мм) в зависимости от степени деформации при разных коэффициентах контактного трения (— *f* = 0,3; - - - *f* = 0,4)**

Приведены уравнения для расчета нормальных контактных напряжений в очаге деформации, с помощью которых построены соответствующие графические зависимости.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Степаненко А. В.** Прокатка полос переменного профиля / А. В. Степаненко, В. А. Король, Л. А. Смирнова. — Гомель: ИММИ НАНБ, 2001. — 180 с.
2. **Целиков А. И.** Теория продольной прокатки / А. И. Целиков, Г. С. Никитин, С. Е. Рокотян. — М.: Металлургия; 1980. — 320 с.
3. **Выдрин В. Н.** Динамика прокатных станов / В. Н. Выдрин. — Свердловск: Металлургиздат, 1960. — 255 с.
4. **Lueq W., Treptov K.** Stahl and Eiseen, 1955, № 7.
5. **Siebel E.** Archio fur das Eisenhuttenwesen, 1941, № 3.
6. **Грудев А. П.** Внешнее трение при прокатке / А. П. Грудев. — М.: Металлургия, 1973. — 288 с.
7. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. — М.: Машиностроение, 1980. Т. 1. — 728 с.
8. **Третьяков А. В.** Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением / А. В. Третьяков, В. И. Зюзин. — М.: Металлургия. 1973. — 224 с.

УДК 629.113

**А. В. Заятров, В. Н. Козловский**, д-р техн. наук, ПВГУС, г. Тольятти
E-mail: Kozlovskiy-76@mail.ru

# АНАЛИЗ ОПЕРАТИВНЫХ МЕТОДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДЛЯ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

*Проведено изучение "инструментов" надежности, базирующихся на оперативных методиках анализа для современных легковых автомобилей, и определена эффективность их использования.*

***Ключевые слова:*** *качество, надежность, автомобиль, электрооборудование.*

Разработка и внедрение новых инструментов по анализу качества и надежности автомобилей, в целом, и системы электрооборудования, в частности, являются одной из актуальных задач, способствующих повышению конкурентоспособности продукции отечественного автомобилестроения.

В этой связи важную роль приобретают инструменты по оценке качества и надежности, позволяющие вырабатывать эффективные корректирующие мероприятия в кратчайшие сроки.

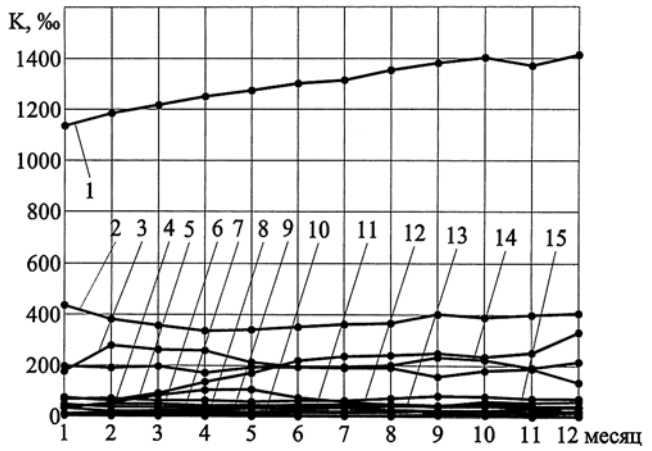
Целью данной работы является изучение оперативных показателей надежности для основных элементов автомобиля и анализ значимых позиций системы электрооборудования в период эксплуатации, как наиболее значимой.

Анализ тенденций изменения надежности легковых автомобилей в последние десятилетия показывает, что происходит постепенное улучшение показателей безотказности. Вместе с тем существуют определенные опасения, связанные с несовершенством отдельных элементов системы электрооборудования отечественных автомобилей. Опасения, в первую очередь, связаны с недостаточно высоким уровнем качества проектирования и производства электрооборудования и усилением конкуренции на российском автомобильном рынке. Сегодня в борьбе за потребителя, как правило, побеждает высококачественная продукция с точки зрения надежности, функциональности, комфорта и т. д. Как показывают аналитические отчеты по удовлетворенности — надежность является важнейшим показателем, формирующим лояльность потребителей.

В этой связи, вместе с задачей повышения качества и надежности электрооборудования актуализируется проблема разработки методологии оперативного мониторинга наступления отказов. Оперативный мониторинг в отличие от традиционных инструментов измерения показателей качества и надежности обеспечивает более быструю реакцию автопроизводителя на надвигающийся кризис надежности. При реализации системы оперативного мониторинга надежности не требуется нормирования так называемого времени отсрочки расчета показателей. Время отсрочки для расчета надежности необходимо для получения более полной и объективной оценки картины изменения показателей надежности. При реализации системы оперативного мониторинга рассматривается показатель накопленных отказов для групп автомобилей, находящихся в равных условиях и эксплуатируемых в те же временные интервалы. То есть, в данном случае, проводится более оперативный анализ показателей отказов, по сути, в реальном масштабе времени, сразу же после закрытия электронных баз по недельным или месячным регистрациям.

Терминологически надвигающийся кризис определяем как тревожный сигнал. Тревожные сигналы в период гарантийной эксплуатации автомобилей представляют собой совокупность показателей, отражающих количество отказов по каждой из позиций кодификатора в первые недели или месяцы эксплуатации, т. е. это показатели оперативной надежности.

Для реализации процесса анализа оперативной надежности нами разработана математическая программа в среде Mathlab. Фундаментом программы выступает электронная база данных по отказам автомобилей популярной российской марки за 2011—




**Распределение отказов по месяцам эксплуатации**

*1* — автомобиль; *2* — электрооборудование; *3* — двигатель; *4* — система привода; *5* — система подвески; *6* — система питания; *7* — система выпуска отработавших газов; *8* — система охлаждения двигателя; *9* — ступица; *10* — сцепление; *11* — коробка передач; *12* — рулевое управление; *13* — тормозная система; *14* — кузов; *15* — система отопления салона

2012 гг. В качестве отправной точки исследования рассматривается номер месяца эксплуатации транспортного средства (первый, второй, третий и т. д.). На первом этапе работы все возникшие отказы среди элементов и устройств автомобилей были отсортированы по месяцу обнаружения проблемы, начиная с момента продажи. Далее отказы были распределены по системам автомобиля и выбрана наименее надежная из них.

На рисунке представлен график распределения отказов среди систем автомобиля по месяцу эксплуатации, выраженный через количество отказов на 1000 транспортных средств по месяцу эксплуатации (K %). В таблице сведены отказы, выраженные в процентном отношении от общего количества на каждом интервале эксплуатации.

Анализ приведенных данных показывает особую роль системы электрооборудования, которая на протяжении всего периода исследования занимает лидирующую позицию по количеству отказов среди всех систем автомобиля. Следующей группой систем, обладающих низкими показателями надежности, являются двигатель, кузов и подвеска. При этом первые 3—4 месяца эксплуатации, характеризующие качество изготовления автомобиля, отказы обозначенных систем достигают 75—80 % всех отказов и вызваны периодом приработки. На последующих интервалах доля отказов среди этих систем снижается и стабилизируется с незначительным возрастанием к концу исследуемого периода, исключение составляет система подвески, количество отказов которой неуклонно нарастает.

Отказы подвески автомобиля, скорее всего, связаны с низким уровнем качества дорожного полотна. Проблемы, связанные с отдельными элементами данной системы, к примеру, амортизационными стойками и задними амортизаторами, составляют существенную долю отказов и занимают вторую по значимости позицию в рейтинге к концу исследуемого интервала.

**Распределение отказов по системам автомобиля**

| Наименование | Доля отказов по месяцу эксплуатации, % | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| Система электрооборудования | 39,4 | 32,4 | 29,5 | 27,6 | 26,9 | 27,5 | 27,8 | 27,6 | 29,0 | 28,3 | 30,4 | 29,2 |
| Система подвески | 6,4 | 5,2 | 7,4 | 10,8 | 13,4 | 16,8 | 18,0 | 17,7 | 18,0 | 16,6 | 18,0 | 23,3 |
| Кузов | 17,1 | 16,0 | 16,1 | 13,7 | 15,2 | 14,9 | 14,9 | 14,9 | 16,9 | 15,7 | 13,9 | 15,3 |
| Двигатель | 15,3 | 23,4 | 21,4 | 20,6 | 16,7 | 14,9 | 14,5 | 14,2 | 11,5 | 12,8 | 13,5 | 9,6 |
| Коробка передач | 5,8 | 5,9 | 5,1 | 5,1 | 4,5 | 4,8 | 4,8 | 5,4 | 6,0 | 5,6 | 5,1 | 5,0 |
| Ступицы | 3,1 | 4,1 | 4,0 | 3,4 | 3,6 | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,1 | 4,2 | 4,0 | 4,2 |
| Система охлаждения двигателя | 4,0 | 3,0 | 3,1 | 3,0 | 3,1 | 3,6 | 3,8 | 3,7 | 3,2 | 3,8 | 3,0 | 3,0 |
| Система привода | 2,8 | 4,5 | 6,8 | 8,2 | 8,3 | 5,7 | 4,4 | 3,6 | 2,9 | 3,0 | 2,7 | 2,7 |
| Рулевое управление | 0,9 | 0,9 | 1,0 | 1,3 | 1,5 | 1,8 | 1,6 | 2,1 | 1,4 | 1,6 | 1,3 | 1,8 |
| Система выпуска отработавших газов | 0,3 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,4 | 0,8 | 0,7 | 1,5 | 1,7 |
| Тормозная система | 2,8 | 1,7 | 1,8 | 2,5 | 2,5 | 2,4 | 2,6 | 2,1 | 1,8 | 1,7 | 2,3 | 1,5 |
| Сцепление | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,3 | 1,2 | 1,4 | 1,8 | 1,6 | 0,9 | 1,3 |
| Система питания | 0,9 | 1,4 | 2,1 | 2,1 | 2,5 | 2,5 | 2,6 | 3,2 | 3,1 | 3,8 | 3,2 | 1,0 |
| Система отопления салона | 0,3 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 0,3 | 0,3 | 0,6 | 0,5 | 0,2 | 0,3 |

Причинами проявления подобного рода отказов во многих случаях является высокий уровень вибраций и ударных нагрузок, негативно влияющих на элементы системы подвески автомобиля.

Наиболее надежными системами автомобиля оказались система отопления салона и система выпуска отработавших газов. При этом результирующее количество отказов всего автомобиля неуклонно повышается с ростом периода эксплуатации.

Второй этап сводился к более подробному анализу отказов внутри ключевой системы. Поскольку система электрооборудования удерживает лидирующую позицию на всем протяжении исследования, то проблемы недостаточной надежности ее элементов должны быть решены в первую очередь. В этой связи был проведен спектральный анализ отказов среди устройств, входящих в систему электрооборудования.

Анализ показал, что наибольшее количество отказов имеет группа устройств, имеющая в своем составе электромеханические преобразователи. Устройствами, имеющие наименьшую надежность оказались электростеклоподъемник, электродвигатель вентилятора, генераторная установка, электроусилитель рулевого управления и моторедуктор заслонки отопителя.

Стоит отметить, что среди перечисленных устройств количество отказов у генераторной установки и электроусилителя рулевого управления в первые месяцы эксплуатации оказалось значительно выше, чем у остальных изделий. Данный факт вызван тем, что отказы устройств, оказывающих непосредственное воздействие на безопасность движения и на работоспособность самого автомобиля, устраняют практически сразу после их обнаружения.

На следующем этапе необходима разработка и внедрение корректирующих действий. В случае подтверждения эффективности принятых решений необходима их стандартизация и разработка мероприятий по дальнейшему совершенствованию.

Индексы надежности, характеризующие также качество транспортного средства по месяцу эксплуатации, позволяют изучить и вскрыть причины появления дефектов при различном пробеге автомобиля, а также разработать рекомендации или мероприятия по своевременному их обслуживанию, ремонту или замене. Дополнительно к этому, для оценки успешности проводимых мероприятий, важно сравнение показателей надежности прошлых лет.

Следующим уровнем оперативного анализа может быть переход к понедельному интервалу исследования для более детального изучения возникающих проблем. Использование оперативных методов для анализа надежности позволяет эффективно и своевременно обнаруживать критические позиции в элементной базе и разрабатывать мероприятия по повышению их надежности.

Подобные инструменты анализа гармонично дополняют уже используемые средства анализа, позволяя осуществлять комплексную и всестороннюю оценку надежности, качества и удовлетворенности автомобилем конечного потребителя.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Козловский В. Н.** Анализ влияния эксплуатационных, производственных и конструктивных факторов на показатели надежности легковых автомобилей [Текст] / В. Н. Козловский, Р. А. Малеев, А. В. Заятров // Грузовик. — 2012. — № 3. — С. 22—24.
2. **Козловский В. Н.** Обеспечение качества и надежности электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский. — Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". — 2009. — 274 с.
3. **Ютт В. Е.** Электрооборудование автомобилей [Текст] / В. Е. Ютт. — М.: Транспорт, 1995. — 304 с.


## Камазовские трамваи онлайн

Дочернее предприятие "КАМАЗа" — ООО "Электротранспорт" — разместило на своем официальном сайте приложения, позволяющие получить информацию о движении трамваев в режиме реального времени.

Для удобства пассажиров челнинские трамвайщики стараются идти в ногу со временем и осваивают IT-технологии. Очередным шагом в этом направлении стала разработка электронных приложений, которые позволяют пассажирам точно планировать свое время и пользоваться услугами самого экологически чистого и популярного вида городского транспорта. Пользователи персональных компьютеров могут отслеживать движение трамваев, обратившись по ссылке сюда. Пользователи мобильных устройств могут скачать мобильное приложение для определения местонахождения трамвая по адресу http://www.doroga.tv/static/howto/. Выбрав маршрут, кликните на нужную вам остановку, всплывающее окно отобразит время прибытия трамвая.

*(Пресс-служба ОАО "КАМАЗ")*

УДК 629.7.07

**А. Н. Максименко, Г. С. Тимофеев, А. И. Лопатин, В. В. Кутузов, Е. В. Кутузова, Е. А. Косенко,** Белорусско-Российский университет
E-mail: maksimenko-bm@vandex.ru

# ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭТАПОВ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЙ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*В статье рассматриваются вопросы оценки эффективности этапов жизненного цикла машины, поддержания и восстановления ее работоспособности с учетом изменений технико-экономических показателей в процессе ее эксплуатации. Производительность, себестоимость машиночаса, количества рабочего времени, КПД, коэффициент технического использования, коэффициент внутрисменного использования и другие технико-экономические показатели изменяются в процессе эксплуатации машины. Предложена стратегия проведения технических обслуживаний и ремонтов для получения максимальной прибыли за этап эксплуатации жизненного цикла машины с учетом изменений технико-экономических показателей.*

***Ключевые слова:*** *работоспособность, этап эксплуатации, жизненный цикл, прибыль, производительность, себестоимость.*

## Введение

Перспективы социально-экономического развития страны во многом зависят от стратегии развития ведущих отраслей промышленности. При проектировании и изготовлении новой машины важно учитывать затраты на поддержание и восстановление работоспособности при использовании ее в соответствии с функциональным назначением. Затраты на поддержание и восстановление работоспособности машин за этап эксплуатации их жизненного цикла превышают в 5—10 раз по сравнению с изготовлением новых, а прогноз развития на XXI век показывает, что в сфере эксплуатации и ремонта будет занято 80—90 % всех трудовых ресурсов [1]. Причем, затраты на обеспечение работоспособности можно существенно сократить повышением надежности машин с организацией фирменного обслуживания. Обеспечить высокий уровень работоспособности машин возможно только в результате комплексных взаимоувязанных мероприятий при их проектировании, производстве и эксплуатации. Фирма-изготовитель должна быть экономически заинтересована в снижении суммарных затрат на обеспечение работоспособности парка машин.

В практике США, Великобритании, Японии и других развитых стран принята номенклатура показателей строительных и дорожных машин (СДМ), которая характеризует эффективность их использования у потребителя (коэффициент, учитывающий простои по обеспечению их работоспособности; амортизационный срок в часах работы; суммарная стоимость ремонта) [2]. В странах СНГ основу эффективности создания или модернизации машины составляет стоимость изготовления с фирменным контролем и обеспечением ее работоспособности только в гарантийный период. В статье предлагается методика оценки эффективности этапов жизненного цикла машины с учетом изменений технико-экономических показателей в процессе ее использования с применением положительных показателей отечественного и зарубежного опыта.

### Важнейшие факторы, влияющие на работоспособность машины

Численные значения параметров, характеризующих способность машины выполнять заданные функции, устанавливаются в техническом задании при проектировании, они обеспечиваются качеством изготовления, качеством сборки и обкатки при производстве, реализуются в процессе ее эксплуатации с повышением или уменьшением области работоспособного состояния в зависимости от режимов технических обслуживании и ремонтов, диагностического обеспечения, применяемых топлив и смазочных материалов, условий работы и т. д.

Интенсивность изменений выходных параметров, характеризующих работоспособность машины, зависит от множества факторов, которые можно объединить в три группы (рис. 1). Обеспечить высокий уровень работоспособности машины возможно только в результате комплексных взаимоувязанных мероприятий при ее проектировании, производстве и эксплуатации.

При создании новой машины критериями ее работоспособности являются прочность, износостойкость, жесткость, теплостойкость, вибрационная устойчивость [3]. Однако на этапе эксплуатации основным критерием по обеспечению работоспособности машины является износостойкость. Потеря работоспособности более 80 % машин происходит вследствие износа [2]. Процесс изнашивания зависит от множества факторов, и величина износа носит случайный характер. Для определения потребности в запасных частях, прогнозирования ресурса, обоснования режимов технических обслуживаний (ТО) и ремонтов устанавливается вид закона распределения отказов вследствие износа его характеристики и границы отклонения и в этом случае результаты расчета основаны на средней величине скорости изнашивания. Использование средних результатов для прогнозирования работоспособности отдельной машины приводит к ошибкам до 50 % [4].

На этапе эксплуатации машин факторы, характеризующие условия эксплуатации (температура окружающей среды, запыленность и влажность ок-

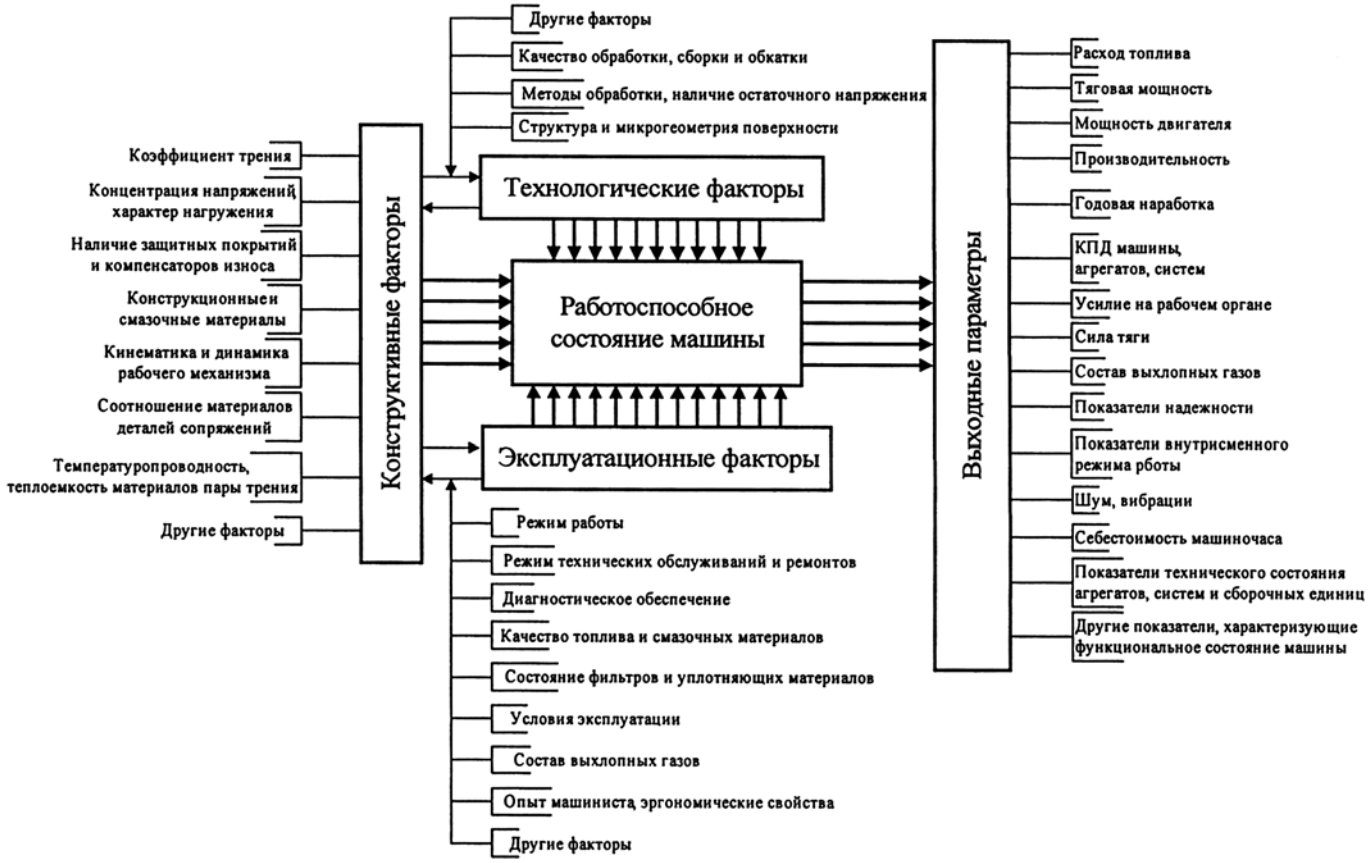



**Рис. 1. Основные факторы, влияющие на работоспособность машины**

ружающей среды и др.) изменяют скорость изнашивания и влияют на конструктивные и технологические решения для снижения влияния этих факторов на выходные параметры машины. Другими факторами (режимами нагружения, обслуживания и ремонтов, повышением качества применяемых топлив, масел и технических жидкостей, токсичностью выхлопных газов; очисткой используемых масел и др.) можно управлять в процессе поддержания и восстановления работоспособности машины. Износ сопряжений непосредственно влияет на выходные параметры машины, снижая ее работоспособность. Для управления изменением выходных параметров, характеризующих способность выполнить заданные функции, необходимо установить зависимости их от износа сопряжений, лимитирующих наработку работоспособного состояния.

Анализ показателей надежности гидрофицированных машин показывает, что самая низкая вероятность безотказной работы наблюдается у гидропривода [5] (более 50 % отказов от общего количества). Исследования авторов [6] подтверждают также, что вероятность безотказной работы гидропривода в целом, например, погрузчика Амкодор-332 к наработке 1000 моточасов оказалось самой низкой и составила 0,4.

Важнейшими факторами, лимитирующими наработку до отказа гидронасосов, гидродвигателей и аппаратуры управления, являются количество механических примесей в рабочей жидкости (РЖ) и их размеры (снижение размеров с 20 до 5 мкм увеличивает ресурс насосов в 10 раз) [4]. Заложив при проектировании тонкость очистки РЖ менее 5 мкм и максимальную наработку ее замены с учетом рекомендуемой технологии можно обеспечить работоспособность основных элементов гидропривода на протяжении ресурса машины (фирмы JSB обеспечивает тонкость очистки РЖ 1,5 мкм с наработкой ее замены 6000 моточасов, что позволяет стабилизировать техническую производительность на этапе эксплуатации). Заложенные параметры работоспособности на этапе проектирования и изготовления машины обеспечивают эксплуатацию в соответствии с ее функциональным назначением. Продолжительность работоспособности машины определяется не только совершенством конструкции и качеством изготовления, но и динамикой основных выходных параметров (производительности, себестоимости машиночаса, количества рабочего времени, КПД, комплексного показателя надежности, коэффициента внутрисменного режима работы и пр.).

С увеличением наработки машины с начала эксплуатации эти параметры значительно изменяются [7, 8] и достигают предельных значений, при которых дальнейшее использование машины нецелесообразно.

Рациональная эксплуатация может быть продлена при поддержании работоспособности машины в соответствии с рекомендациями производителя и организацией восстановления ее в соответствии с предложенным ранее методом ремонта и диагностики [6, 9]. Часовая эксплуатационная производительность машины зависит от внутрисменного режима работы, количество рабочего времени от продолжительности технических обслуживаний и ремонтов (ТОР), а себестоимость машиночаса — от принятой системы ТОР и уровня ее реализации.

Динамику выходных параметров конкретной машины можно определить диагностированием по параметрам, характеризующим изменение ее работоспособного состояния. Дополнительные затраты на диагностику и ремонт позволяют увеличить значения выходных параметров (КПД гидропривода и др.), что приведет к значительному снижению стоимости единицы продукции, повышению производительности, выручки и прибыли. Оценку технического состояния машины в целом можно производить по изменению следующих параметров: мощность, расход топлива, КПД, усилие на рабочем органе, состав выхлопных газов и др.

При предельном значении одного из выходных параметров машина теряет работоспособное состояние и требуется техническое воздействие для восстановления численных значений этих параметров. Интегральным выходным параметром машины является производительность, которая зависит от мощности, КПД, усилия на рабочем органе, внутрисменного режима работы, годовой наработки и др. Другим интегральным выходным параметром машины является себестоимость машиночаса, которая включает затраты, связанные с использованием ее в соответствии с функциональным назначением и на поддержание и восстановление ее работоспособности. Исследования по использованию машины показали, что на топливо, смазочные материалы, технические жидкости и на обеспечение работоспособности расходуется более 70 % эксплуатационных затрат. Причем, эти составляющие себестоимости машиночаса увеличиваются с повышением наработки машины с начала эксплуатации.

На этапе эксплуатации жизненного цикла машины оценку значений параметров, характеризующих ее работоспособное состояние, необходимо обеспечивать не по усредненным значениям с указанием доверительной вероятности, а по фактическим, определяемым по результатам диагностирования и (или) индивидуального учета, который уже ведется на предприятиях дорожной отрасли Республики Беларусь с установкой приборов на каждую машину, определяющих расход топлива, наработку, полезное время работы, простои и другие показатели. Для автоматизации оценки эффективности использования и обеспечения работоспособности машин предложены методы и алгоритмы определения наработки до предельного значения всех контролируемых параметров, характеризующих ее функциональное назначение [4, 6, 8].

Анализ динамики выходных параметров с экономической оценкой эффективности использования машины позволят определить изменения области ее работоспособности. Снижение интенсивности изменений контролируемых параметров и их качественное улучшение техническим воздействием позволят расширить область работоспособного состояния машины.

## Оценка эффективности использования изделий машиностроения

Повышение качества должно проводиться на основе общей заинтересованности изготовителя, потребителя и общества в целом.

Основная задача изготовителя — наладить выпуск изделий необходимого качества с минимальными затратами, обеспечивающими их высокую конкурентоспособность.

Любое изделие создается и изготавливается для выполнения полезной работы при его использовании в соответствии с функциональным назначением. При этом задача потребителя — максимальное использование потенциальных возможностей конструкции изделия при выполнении полезной работы с минимальными затратами на сохранение и восстановление его работоспособности.

Получение максимального эффекта при создании и эксплуатации объекта определяется минимальными суммарными затратами на изготовление и эксплуатацию, а также объемом полезной работы, выполненной им за жизненный цикл изделия.

В общем случае изменение суммарного экономического эффекта $Э_ф$ можно представить выражением:

$$Э_ф = C_{(H)} - (C_и + C_{Э(H)}), \qquad (1)$$

где $C_{(H)}$ — стоимость выполняемой работы изделия в соответствии с его целевым назначением за наработку H, руб.; $C_и$ — стоимость нового изделия, включая затраты на проектирование, изготовление, испытание, отладку и доставку его к месту работы, руб.; $C_{Э(H)}$ — стоимость технической эксплуатации изделия с учетом сохранения и восстановления его работоспособности за наработку H, руб.

Анализируя зависимость (1), можно выделить четыре периода при эксплуатации объекта (рис. 2).

Первый период $H_1$ характеризуется минимальными эксплуатационными затратами за счет самых низких составляющих на сохранение и восстановление работоспособности изделия и на расход эксплуатационных материалов; максимальным объемом полезной работы, выполняемой изделием за единицу времени; максимальной интенсивностью роста экономического эффекта при его отрицательном значении до полной окупаемости стоимости изготовления. За этот период (период окупаемости) стоимость выполненных работ $C_{(H)}$ сравняется с затратами на изготовление изделия и суммы эксплуатационных затрат за этот период. Продолжительность $H_{0K}$ зависит от стоимости изготовления изделия и разности между интенсивностью роста стоимости полезной работы и стоимости его эксплуатации.

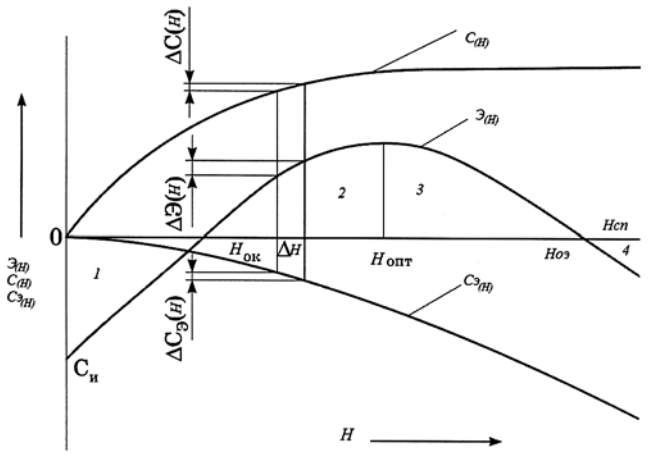



**Рис. 2 Качественное изменение стоимостей полезной работы $C_{(H)}$, эксплуатации $C_{Э(H)}$ и суммарного экономического эффекта $Э_{(H)}$ от наработки машины с начала эксплуатации**

Важно обеспечить минимальное значение этого периода и перейти к периоду эксплуатации, когда изделие начинает приносить потребителю доход.

Начинается второй период $Н_2$ эксплуатации при $Н = Н_{0К}$ и заканчивается, когда интенсивность роста стоимости полезной работы $\Delta С(Н)$ сравнивается с интенсивностью роста стоимости эксплуатации изделия $\Delta С_Э(Н)$. Причем в этом периоде разность $\Delta С(Н) - \Delta С_Э(Н) > 0$, что способствует росту прибыли в процессе эксплуатации изделия.

Этот период обеспечивает максимальный экономический эффект и его продолжительность зависит от качества изготовления изделия и организации технической эксплуатации.

Во втором периоде эксплуатации изделия снижаются выходные параметры (уменьшается производительность при сокращении времени использования его по назначению), что приводит к снижению роста $\Delta С(Н)$, а интенсивность роста $\Delta С_Э(Н)$ наоборот увеличивается. Наступает момент эксплуатации изделия $Н_{опт}$, когда наблюдается равенство интенсивности роста стоимости от полезной работы и стоимости по сохранению и восстановлению его работоспособности, т. е. $\Delta С(Н) = \Delta С_Э(Н)$. Дальнейшее использование изделия по назначению при $Н > Н_{опт}$ приведет к снижению приращения суммарного экономического эффекта.

Основная задача технической эксплуатации — повышать наработку изделия во втором периоде эксплуатации ($Н_{опт} \to max$) и при достижении этой наработки необходимо уже производить анализ возможности планирования его ремонта, модернизации или замены на новое с целью повышения выходных параметров при выполнении полезной работы.

Эксплуатация изделия без ремонта или модернизации после $Н_{опт}$ (третий период) происходит при $\Delta С_Э(Н) > \Delta С(Н)$ и наступает момент $Н_{оэ}$ равенства стоимости выполненной полезной работы и стоимости изготовления и технической эксплуатации, т. е.: $С_{(Н)} = С_и + С_{э(Н)}$. Здесь заканчивается третий период эксплуатации и начинается четвертый, при котором суммарный экономический эффект имеет отрицательное значение, т. е. возникает убыточное производство.

Оптимальное решение по распределению ресурсов при создании и эксплуатации изделий, а также определение рассматриваемых этапов наработки с учетом всех возможных вариантов возможно при использовании информационных технологий. Для качественного анализа изменения суммарного экономического эффекта от наработки изделия и определения граничных условий при составлении алгоритма использования информационных технологий рассмотрим изменение всех составляющих $Э_{(Н)}$ (см. рис 2).

В процессе наработки Н изделия стоимость выполняемой полезной работы С(Н) при постоянных значениях часовой технической производительности $П_Т$ и стоимости единицы продукции $С_Т$ определяется выражением:

$$С_{(Н)} = П_Т Н К_П^Х К_Э С_Т, \qquad (2)$$

где $К_П^Х$ — коэффициент, учитывающий работу ДВС на холостых оборотах; $К_Э$ — коэффициент эргономических свойств машины.

В процессе наработки с начала эксплуатации $П_Т$ значительно изменяется (для гидрофицированных строительных машин она может превышать на 50 % первоначальную величину) и ее можно представить как функция от Н:

$$П_Т = F_1(Н). \qquad (3)$$

В этом случае стоимость выполненной работы изделием за наработку Н равна:

$$С_Н = \int_0^Н С_Т F_1(Н) dН. \qquad (4)$$

При значительном уменьшении $С_Н$, в процессе эксплуатации изделия стоимость работ по сохранению и восстановлению его работоспособности увеличивается, особенно при наработке, превышающей 0,5 среднего ресурса (для рассматриваемых гидрофицированных строительных машин с достаточной точностью ее можно выразить трехчленом второго порядка), и в общем виде можно записать:

$$С_Э = \int_0^Н F_2(Н) dН. \qquad (5)$$

Величину суммарного экономического эффекта, а также начало и окончание рассматриваемых интервалов наработки определяем с учетом численного значения и знака $\Delta С(Н)$, $\Delta С_Э(Н)$, $\Delta Э(Н)$, $Э(Н)$ и Н.

Так, началу и окончанию каждого периода соответствуют значения:

первого:

$$Н = 0,\ Э_{(Н)} = -С_и \text{ и } Э_{(Н)} = 0,\ \Delta Э(Н) > 0;$$

второго:

$$Э_{(Н)} = 0,\ \Delta Э(Н) > 0 \text{ и } dЭ_{(Н)}/dН = 0;$$

третьего:

$$dЭ_{(Н)}/dН = 0 \text{ и } Э_{(Н)} = 0,\ \Delta Э(Н) < 0;$$

четвертого:

$$Э_{(Н)} = 0,\ \Delta Э(Н) < 0 \text{ и } Н = Н_{сп}.$$

Интенсивность изменения и величина $Э_{(Н)}$ зависит от интенсивности изменения $С_{(Н)}$ и $С_{э(Н)}$. При $\Delta Э(Н) = С_{(Н)} - С_{э(Н)} > 0$ окупаются затраты на приобретение новой машины и чем выше $\Delta Э(Н)$, тем короче $Н_{ок}$ и потребитель быстрее будет получать прибыль. Все дополнительные затраты, особенно в третьем периоде, позволяющие увеличить значения $\Delta Э(Н)$ и $Н_{опт}$, оправданы, что способствует увеличению $Э_{(Н)}$. Эксплуатация машины в четвертом периоде может быть оправдана при комплексной механизации производственных процессов, когда отсутствует возможность ее замены или увеличивается стоимость единицы производимой продукции.

Использование информационных технологий при эксплуатации машины с учетом характера изменения $С_{(Н)}$ и $С_{э(Н)}$ позволит эксплуатирующей организации оперативно по каждому изделию определить целесообразность дальнейшей эксплуатации или капитального ремонта, а также суммарный экономический эффект при любой наработке с начала эксплуатации.

При индивидуальном подходе к оценке эффективности использования СДМ за рассматриваемый период производится учет информации по объему полезно выполняемой работы, выходные параметры машины, простоев и трудоемкости при поддержании и восстановлении работоспособности, расхода топливо-смазочных материалов и запчастей.

Все эти данные в настоящее время фиксируются в карточках по учету эксплуатации СДМ в соответствии с нормативной документацией.

В каждом $i$-ом интервале по исходным данным определяется $С_{эНi}$, $С_{Нi}$ и $Э_{Нi}$. Эти величины за период времени с начала эксплуатации оцениваются суммой значений по всем интервалам, т. е.:

$$С_Н = \sum_{i=1}^{n} С_{Нi} = \sum_{i=1}^{n} П_{Тi} К_{Сi} К^{Х}_{Пi} К_{Эi} Н_i; \qquad (6)$$

$$С_{ЭН} = \sum_{i=1}^{n} С_{ЭНi} = \sum_{i=1}^{n} С^{ПР}_{МЧ} Н_i\ К^{Х}_{Пi}; \qquad (7)$$

$$Э_Н = \sum_{i=1}^{n} Э_{Нi} = \sum_{i=1}^{n} П_{Тi} К_{Сi} К^{Х}_{Пi} К_{Эi} Н_i \left(С_{Тi} - С е^{пр}_{Нi}\right) - C_u, \qquad (8)$$

где $n$ – количество рассматриваемых интервалов за рабочее время.

С увеличением наработки с начала эксплуатации происходит накопление численных значений расчетных технико-экономических показателей, позволяющих определить наработку окупаемости, предельную наработку роста суммарного экономического эффекта и прибыльной эксплуатации машины, а также выработку рекомендаций о прекращении использования ее по назначению.

## Обеспечение работоспособности СДМ с учетом изменений выходных параметров в процессе их эксплуатации

Получение максимальной прибыли при эксплуатации СДМ возможно при учете стоимости изготовления и ремонта, а также динамики выходных параметров в процессе их наработки с начала эксплуатации. При приобретении или ремонте машины важно прогнозировать наработку окупаемости затрат и возможность получения максимальной прибыли за этап эксплуатации ее жизненного цикла.

С увеличением наработки с начала эксплуатации снижается годовое количество рабочего времени свыше 50 % [7] и увеличиваются эксплуатационные затраты до 50 % [10]. Такие изменения технико-экономических показателей необходимо учитывать не только при планировании и организации эксплуатации машин, но и при оценке эффективности технических решений на этапах их проектирования и производства.

Основная задача ставится в настоящее время перед производителем, снижение затрат с обеспечением высоких показателей надежности. Современный уровень развития науки и техники позволяет достичь любых показателей надежности. Однако повышение надежности связано с повышением стоимости изготовления машины. Поэтому при производстве машины необходимо рассматривать повышение надежности на основании снижения удельных суммарных затрат ($Z_{УД}$) и максимальной прибыли на единицу произведенной продукции ($П_{УД}$):

$$Z_{УД} = \frac{\left(С_u + С_э\right)}{Н_{ОПТ} П_T} \to \min; \qquad (9)$$

$$П_{УД} = \frac{С_Н\left(С_и + С_Э\right)}{Н_{ОПТ}П_T} \to \max. \quad (10)$$

Как правило, целесообразно повышать затраты на изготовление и снизить на обеспечение работоспособности машины. Однако при увеличении затрат на изготовление новых машин необходимо экономическое обоснование по рациональному их распределению на повышение выходных параметров и на повышение надежности.

Увеличение затрат на повышение выходных параметров машины способствует росту $\Delta С_Н$ и $\Delta С_Э$ (с увеличением интенсивности работы машины увеличиваются эксплуатационные расходы $С_Э$).

Если дополнительные средства при создании новой машины будут направлены только на повышение надежности, то $\Delta С_Н$ возрастает, а $\Delta С_Э$ соответственно снизится, при неизменных выходных параметрах получение высокой прибыли будет ограничено. Здесь важно распределить дополнительные затраты на повышение выходных параметров и на повышение надежности, чтобы $П_{УД}$ принимало максимальное значение к наработке $Н_{опт}$.

В сложившихся условиях решение задач по обеспечению работоспособности машин должно быть переориентировано на использование внутренних резервов с учетом снижения интенсивности роста эксплуатационных затрат и интенсивности снижения производительности на этапе эксплуатации их жизненного цикла. Потенциальные возможности повышения эффективности использования машин в строительной отрасли составляют до 80 % за счет совершенствования режимов их технического обслуживания, ремонта и диагностики [4], используя уже накопленный зарубежный и отечественный опыт, в том числе и на предприятиях строительной отрасли.

В работах [10, 11] были приведены основы определения наработок: окупаемости затрат на приобретение, проведения ремонта и списания машины, где ее техническая производительность принималась постоянной за межремонтный цикл. Дальнейшие исследования показали, что техническая производительность для механических трансмиссий и систем управления изменялась из-за снижения работоспособности двигателя и не превышала допустимую погрешность расчетов для СДМ 10 % [2] при снижении эксплуатационной производительности до 70 %. Для гидрофицированных машин снижение технической производительности за межремонтный цикл происходит в 1,5—2 раза, что необходимо учитывать при обеспечении их работоспособности.

Для гидрофицированных машин техническая производительность в зависимости от наработки с начала эксплуатации ($Н_i$) может корректироваться коэффициентом $К_С$ который можно определить по формуле:

$$К_С = 1 - (\eta - \eta_i). \quad (11)$$

где $\eta$ — КПД гидропривода новой машины; $\eta_i$ — текущее значение КПД при наработке $Н_i$.

КПД сборочных единиц и гидропривода в целом можно определять методом функционального диагностирования.

Стоимость изготовления ($С_и$) машины окупается при выполнении полезной работы и дальнейшая их эксплуатация приносит прибыль, которая зависит от изменений количества рабочего времени, производительности и себестоимости машиночаса в зависимости от наработки с начала эксплуатации. Динамика этих технико-экономических показателей приведена в работах [6, 7, 12, 13, 14], которая позволяет сделать вывод о целесообразности учитывать наработку с начала эксплуатации СДМ при планировании и организации строительного производства и обеспечения их работоспособности. Эту наработку можно учитывать через изменения коэффициентов: внутрисменного использования машины ($К_П$), коэффициента технического использования ($К_{ТИ}$) и коэффициента снижения технической производительности ($К_С$), а также себестоимость единицы производимой работы ($Се^{ПР}$). С учетом перечисленных изменяющихся от наработки выходных параметров прибыль (П) от наработки, определяемой по прибору машины (Н), можно определить по формуле:

$$П = \left(К_{НТ}С_Т - С_е^{ПР}\right)П_Т К_С К_П^X НК_Э - С_и, \text{ руб.}, \quad (12)$$

где $К_{НТ}$ — коэффициент, учитывающий повышение качества производимой работы при реализации перспективных технологий.

Приведенная себестоимость механизированных работ (р/м$^3$) может определяться по формуле:

$$Се^{ПР} = \frac{С_{МЧ}К_Н}{П_Т К_С К_П}, \quad (13)$$

где $С_{МЧ}$ — себестоимость машиночаса машины, которая возрастает с увеличением ее наработки, руб/машчас; $К_Н$ — коэффициент накладных расходов при производстве механизированных работ.

На основании выражения (12) наработку окупаемости определяем в моточасах, приравняв правую его часть к нулю, и получаем зависимость:

$$Н_{ОК} = \frac{С_{и}}{\left(К_{НТ}С_{Т} - Се^{ПР}\right)П_{Т}К_{С}К_{П}^{х}К_{Э}}. \quad (14)$$

После наработки $Н_{ОК}$ прибыль будет зависеть от роста себестоимости $С_{Мч}$ и снижения эксплуатационной производительности, а также увеличения простоев в технических обслуживаниях и ремонтах, которые снижают количество рабочего времени.

Получаемую прибыль в рублях после наработки $Н_{ОК}$ при использовании машины можно определять по формуле:

$$П = \left(К_{НТ}С_{Т} - Се^{ПР}\right)П_{Т}К_{С}К_{П}^{Х}К_{Э}\left(Н - Н_{ОК}\right). \quad (15)$$

Важно в процессе эксплуатации машины определить наработку, соответствующую максимальной прибыли до капитального ремонта. Эта величина $Н_{ОПТ}$ (экономический ресурс) соответствует нулевому значению производной рассматриваемой зависимости (12). После наработки $Н_{ОПТ}$ при плановом текущем ремонте по результатам диагностики целесообразно провести агрегатный метод ремонта с заменой сборочных единиц и агрегатов, снижающих эффективность использования машины, на новые или капитально отремонтированные на специализированных предприятиях, что позволит увеличить ресурс машины.

Анализ количественных изменений выходных параметров после ремонта с учетом его стоимости позволяет определять эффективность проводимых мероприятий по восстановлению работоспособности машины. При внедрении агрегатного метода ремонта капитальный ремонт СДМ и агрегатов проводится при необходимости ремонтировать дорогостоящие базовые сборочные единицы или детали.

Проведенные исследования показали, что произойдет улучшение выходных параметров машины после капитального ремонта, но численные значения интенсивности их изменений при увеличении наработки значительно уступают начальным значениям новой машины [2, 4, 10].

Получаемая прибыль после капитального ремонта может определяться как и до ремонта по аналогичной формуле:

$$П_{Р} = \left(К_{НТ}С_{Т} - Се_{Р}^{ПР}\right) \times$$
$$\times П_{ТР}К_{СР}К_{ПР}^{Х}К_{ЭР}\left(Н_{Р} - Н_{ОКР}\right), \text{ руб.}, \quad (16)$$

где $Се_{Р}^{ПР}$, $П_{ТР}$, $К_{ПР}^{Х}$, $К_{ЭР}$, $К_{СР}$, $К_{НТ}$, $Н_{Р}$, $Н_{ОКР}$ — соответствующие обозначения как и в формуле (12) с численным значением после ремонта.

Целесообразность проведения капитального ремонта машины определяется снижением затрат на один моточас наработки до ремонта и после.

Капитальный ремонт выгодно проводить при выполнении неравенства:

$$\frac{С_{и}}{Н_{ОПТ}} \geqslant \frac{С_{р}}{Н_{ОПТР}}, \quad (17)$$

где $С_{Р}$ и $Н_{ОПТР}$ — соответственно затраты на капитальный ремонт и наработка после капитального ремонта, руб.

При невыполнении неравенства (17) машину следует готовить к списанию с заменой на новую.

В реальных условиях эксплуатации машина может работать на различных объектах с выполнением различных технологических операций и объемов производства работ. Практически оценку эффективности ее использования целесообразно производить поэтапно с определением суммарной прибыли за любые интервалы наработки.

В этом случае суммарная прибыль определяется по формуле:

$$П = \sum_{i=1}^{n} П_{i}, \quad (18)$$

где $П_{i}$ — прибыль, получаемая от использования машины в $i$-ом интервале наработки; $n$ — количество рассматриваемых интервалов.

При планировании промежуточных углубленных текущих (сборочные единицы машины имеют разные ресурсы, которые требуют капитального ремонта в пределах от 50 до 100 % ресурса машины) и капитальных ремонтов за рассматриваемые интервалы можно принимать наработки с разовыми затратами по восстановлению работоспособности машины и не входящие в текущие эксплуатационные затраты. В этом случае наработка списания машины будет определена по формуле:

$$Н_{СУМ} = Н_{ОПТ} + \sum_{i=1}^{n} Н_{ОПТР i}, \quad (19)$$

где $Н_{ОПТ}$, $Н_{ОПТР i}$ — оптимальная наработка соответственно до ремонта и после $i$-го ремонта.

Исследования авторов доказывают необходимость проведения средних ремонтов с наработкой, равной ресурсу гидропривода машины, совмещая их с плановым текущим ремонтом.

Использование информационных технологий позволяет создать базу данных с анализом изменений выходных параметров не только машины в целом, но и ее сборочных единиц, агрегатов и систем в соответствии с алгоритмами, приведенными в работах [6, 11], а также данных предприятий-изготовителей по их ресурсу, что позволит реализовать резервы повышения работоспособности СДМ и увеличить этап эксплуатации жизненного цикла машины.

## Заключение

1. Достижения максимального экономического эффекта и обеспечения создания конкурентоспособной техники возможно только в результате комплексных взаимоувязанных мероприятий на этапах жизненного цикла с учетом изменений технико-экономических показателей при ее использовании.

2. Обеспечение работоспособности машины и экономии ресурсов страны на этапе эксплуатации их жизненного цикла целесообразно планировать на основе минимальных удельных суммарных затрат и максимальной прибыли на единицу производимой продукции.

3. Изменения выходных параметров машины при использовании ее в соответствии с функциональным назначением, важно учитывать на всех этапах ее жизненного цикла.

4. Планирование и организацию восстановления работоспособности машины необходимо определять с учетом изменений выходных параметров по предложенному методу, позволяющему получить максимальную прибыль и максимальную суммарную наработку за этап эксплуатации ее жизненного цикла.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Проников А. С.** Параметрическая надежность машин. — М.: Изд-во МГТУ им Н. Э. Баумана, 2002. — 560 с.
2. **Зорин В. А.** Основы работоспособности технических систем: учебник для вузов. — М.: ООО "Магистр – Пресс", 2005. — 536 с.
3. **Скойбеда А. Т.** Детали машин и основы конструирования: учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Майданчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. — 2-е изд., перераб. — Мн.: Выш. шк., 2006. — 560 с.
4. **Максименко А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин: учеб. пособие / А. Н. Максименко. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 400 с.
5. **Эксплуатация** подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник / А. В. Рубайлов, Ф. Ю. Керимов, В. Я. Дворковой и др.; Под ред. Е. С. Локшина. — М., 2007. — 512 с.
6. **Максименко А. Н.** Влияние качества изготовления и технической эксплуатации на работоспособность строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, А. Н. Федосов, В. В. Кляусов // Строительная наука и техника. — 2009. — № 3 (24). — С. 68—73.
7. **Максименко А. Н.** Влияние наработки с начала эксплуатации на производительность строительных и дорожных машин и себестоимость механизированных работ / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, Е. В. Кутузова, Г. С. Тимофеев, А. И. Лопатин, В. В. Васильев // Строительная наука и техника. — 2009. — № 6 (27). — С. 73—76.
8. **Максименко А. Н.** Информационные технологии в определении себестоимости машиночаса строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, Г. С. Тимофеев, С. Е. Кравченко, Л. В. Тимофеев, В. В. Васильев // Строительная наука и техника. — 2009. — № 2 (23). — С. 86—92.
9. **Максименко А. Н.** Повышение работоспособности гидропривода строительно-дорожных машин / А. Н. Максименко, Д. В. Бездников, В. В. Кутузов, В. В. Васильев // Грузовик &. — М.: Машиностроение. — 2008. — № 9. — С. 23—27.
10. **Максименко А. Н.** Оценка эффективности использования изделий машиностроения / А. Н. Максименко, В. А. Максименко, А. А. Максименко // Вестник Могилевского государственного технического университета. — 2005. — № 2 (9). — С. 98—103.
11. **Максименко А. Н.** Влияние наработки с начала эксплуатации на эффективность использования строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, Г. С. Тимофеев, В. В. Кутузов, А. А. Максименко, А. И. Лопатин, С. Е. Кравченко // Строительная наука и техника. — 2007. — № 6. — С. 73—77.
12. **Максименко А. Н., Антипенок Г. Л., Лягушев Г. С.** Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин: Учеб. Пособие. — СПб.: БХВ-Петербург; 2008. — 302 с.
13. **Максименко А. Н.** Определение целесообразности использования строительно-дорожных машин и оценка эффективности их эксплуатации / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов // Механизация строительства. — 2009. — № 3. — С. 14—20.
14. **Максименко А. Н.** Планирование годового количества рабочего времени и годовой наработки строительных и дорожных машин / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, А. Н. Сидоров // Автомобильные дороги и мосты. — 2010. — № 1 (5). — С. 77—81.
15. **МДС 81-3.99** Методические указания по разработке сметных норм и расценок на эксплуатацию строительных и дорожных машин и автотранспортных средств.

УДК 629.3

**С. П. Баженов, А. Н. Мартынов**, Липецкий государственный технический университет
E-mail: bspd@mail.ru

# ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ИНЕРЦИОННОМ АВТОМАТИЧЕСКОМ ТРАНСФОРМАТОРЕ МОМЕНТА ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

*В статье приведена агрегированная система нелинейных дифференциальных уравнений, описывающая рабочий процесс инерционного автоматического трансформатора момента.*
*Показаны результаты математического моделирования на ЭВМ динамических процессов в инерционном трансформаторе момента городского автобуса.*

***Ключевые слова**: городской автобус, автоматическая трансмиссия.*

*Рисунки на 2-й, 3-й, 4-й полосах обложки*

Работа инерционного бесступенчатого автоматического трансформатора вращающего момента (ИТВМ) описывается составными системами дифференциальных уравнений [1]. При этом для каждого из четырех тактов пишется отдельный программный код и происходит их последовательное решение. Такая запись обусловливает большую вероятность возможных случайных ошибок, возникающих при написании текста программы. С целью их уменьшения, а также для облегчения последующей доработки, дальнейшей ее модификации и добавления дополнительных функций и возможностей, таких как расчет с переменным шагом, целесообразно четыре системы уравнений представить в агрегированном виде, когда все такты представляются в общем виде:

$$\begin{cases} B_1\ddot{\varphi}_{21} + B_2\ddot{\varphi}_{22} - B_4(\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_{22})^2 + B_6\dot{\varphi}_{22}^2 = M_Д, \\ B_2\ddot{\varphi}_{21} + B_{3i}\ddot{\varphi}_{22} - B_6\dot{\varphi}_{21}^2 + M_i = 0, \\ J_1\ddot{\varphi}_1 = M_i k_z - M_C. \end{cases}$$

где коэффициенты:
$B_1 = J_{21} + nme^2 + 2nmed(1 + \alpha)\cos\psi + nJ_Г(1 + \alpha)^2$;
$B_2 = -anJ_Г(1 + \alpha) - nmaed\cos\psi$;
$B_3 = J_{22} + nJ_Г\alpha^2$;
$B_4 = anmed(1 + \alpha)\sin\psi$;
$B_5 = B_3 + J_1$;
$B_6 = anmed\sin\psi$;

$\varphi_{21}$, $\varphi_{22}$, $\varphi_1$ — углы поворота ведущего маховика, реактора и ведомых элементов соответственно, $M_Д$ — момент двигателя (Нм), $M_с$ — момент сопротивления, приведенный к ведомому валу (Нм), $M_i$ — моменты упругости (Нм)ы, $J_{21}$, $J_{22}$, $J_1$ — моменты инерции ведущего маховика и приведенных к нему масс двигателя, реактора и ведомого маховика и приведенных к нему масс ведомых элементов относительно оси трансформатора соответственно (кгм$^2$), $J_g$ — момент инерции грузового звена относительно оси сателлитов (кгм$^2$), $n$ — число грузов, $m$ — масса груза (кг), $\alpha$ — внутреннее передаточное отношение импульсного механизма, $e$ — расстояние от оси ИТВМ до оси грузового звена (м), $d$ — расстояние от оси грузового звена до его центра тяжести (м).

Для того чтобы использовать одну систему уравнений, были введены дополнительные переменные, изменяющие свое значение в зависимости от номера такта: $B_{3i} = B_3$ в первом, третьем и четвертом тактах и $B_{3i} = B_5$ во втором, $M_i$ — функция динамического взаимодействия, $k$ — коэффициент отключения ведомой части в четвертом такте.

Для решения этих систем дифференциальных уравнений необходимо также определять начальные и конечные условия каждого такта.

Разгон автобуса начинается с такта совместного движения реактора и ведомого маховика (второй такт). Помимо основных начальных и конечных условий [1] дополнительными условиями будут: $K_z = 1$, $B_{3i} = B_5$, $M_i = M_{упр2} + J_{22}|\ddot{\varphi}_{22}^{i1k}|$. На третьем такте (торможение реактора) такими условиями будут $B_{3i} = B_3$, $M_i = 0$. На четвертом: $M_i = M_{упр4} + J_{22}|\ddot{\varphi}_{22}^{i1k}|$, $k_z = 0$, $B_{3i} = B_3$, и, наконец, на участке разгона реактора (первый такт): $B_{3i} = B_3$, $M_i = 0$.

Передача энергии в ИТВМ происходит только во втором такте рабочего цикла [1]. Остальные три такта: разгон, торможение и неподвижное состояние реактора являются вспомогательными, обеспечивающими автоматическую трансформацию момента двигателя. Формально рабочий процесс ИТВМ аналогичен рабочему процессу поршневого двигателя внутреннего сгорания, у которого на один рабочий ход приходится три вспомогательных такта: впуск, сжатие и выпуск.

По этой причине динамические моменты в структуре ИТВМ на режиме неподвижного реактора превышают средний момент в $\pi$ раз. На режиме трансформации момента это превышение зависит от режима работы передачи. На режиме динамической муфты система передает момент двигателя без его изменения. Повышенные динамические моменты отмечаются в ИТВМ только на режимах неподвижного реактора и трансформации момента, которые имеют место при трогании и разгоне автобуса до выхода передачи на режим динамической муфты.

Динамические процессы в ИТВМ городского автобуса [2, 3] исследуются методами математического моделирования по разработанной программе. В качестве математической модели ИТВМ используется вышеприведенная агрегированная система нелинейных дифференциальных уравнений. Для их решения используется метод Кутты—Мерсона четвертого порядка [4].

Максимальные нагрузки возникают в процессе разгона при максимальной частоте вращения коленчатого вала. При этом наибольшая интенсивность отмечается в движениях всех звеньев ИТВМ и автобуса (рис. 1).

Долговечность механизмов и деталей машин определяется величиной нагрузок и количеством циклов действия. В этой связи интерес представляет определение количества циклов включений механизмов свободного хода (МСХ) в процессе разгона автобуса. При разгоне с номинальной частотой вращения вала двигателя количество включения МСХ составляет 540 (см. рис. 1). С уменьшением начальной скорости вращения вала двигателя при разгоне количество циклов работы ИТВМ увеличивается.

Далее, после выхода ИТВМ на режим динамической муфты движение автобуса продолжается под воздействием момента двигателя без импульсного приложения нагрузки. Таким образом, при расчете долговечности МСХ достаточно учитывать количество импульсов воздействия на их звенья только при разгоне автобуса до выхода ИТВМ на режим динамической муфты.

Импульсная природа движения звеньев наглядно представляется на графике начала разгона ведомых элементов и реактора (рис. 2). Ведомые элементы (автобус) получают импульс момента от реактора во втором такте рабочего цикла ИТВМ. Далее, в течение последующих трех тактов, автобус движется по инерции и скорость его несколько снижается до получения импульса от реактора во втором такте следующего цикла и т. д.

Законы движения ведомых элементов и реактора в начале разгона ИТВМ характеризуются в положительной фазе цикла их рассогласованием, а в отрицательной фазе — переходом угловой скорости реактора в отрицательную область движения (рис. 3). Это обстоятельство объясняется наличием упругих свойств МСХ.

От характеристики упругих свойств зависят величина рассогласования в положительной фазе и величина скорости в отрицательной фазе. Соответственно искажается классическая форма закона движения реактора, поскольку начало его разгона в первом такте начинается с отрицательной скорости, а не с неподвижного состояния. При этом величины совместного движения реактора с ведомыми элементами во втором такте и неподвижного состояния (без учета смещения за счет упругих свойств) в четвертом такте соизмеримы.

По мере разгона изменяется соотношение величин контакта реактора с ведомыми элементами и корпусом ИТВМ. Уменьшение контакта реактора с корпусом передачи в сравнении с положительной фазой цикла достигает максимальной величины в конце разгона перед выходом ИТВМ на режим динамической муфты (рис. 4). На режиме динамической муфты реактор постоянно находится в контак-

те с ведомыми элементами и передает момент двигателя.

Число включений МСХ в процессе разгона зависит и от действий водителя автобуса посредством изменения интенсивности нажатия на педаль подачи топлива (рис. 5). На асфальтированной дороге оно изменяется от 547 до 628, на булыжном шоссе — от 586 до 687, причем большая величина соответствует началу движения с минимальной частотой вращения коленчатого вала.

При этом, чем с большей угловой скоростью вала начинается разгон, тем меньшее число циклов включений МСХ до выхода ИТВМ на режим динамической муфты.

Городской автобус постоянно эксплуатируется с различным количеством пассажиров, то есть с переменной массой. Количество включений МСХ при различной загрузке автобуса (рис. 6) увеличивается по линейной зависимости пропорционально массе автобуса от 307 до 631 при разгоне с номинальной частотой вращения вала двигателя и от 376 до 685 при разгоне с минимального значения оборотов коленчатого вала.

Качество дорожного покрытия также непосредственно влияет на число включений МСХ (рис. 7). С увеличением коэффициента сопротивления дороги пропорционально возрастает и число включений МСХ как на асфальтированной, так и на булыжной мостовой. На асфальтированном шоссе оно изменяется от 533 до 636, на булыжной дороге — от 596 до 768, причем большая величина соответствует началу движения с минимальной частотой вала двигателя.

## Выводы

1. В законе движения реактора ИТВМ при учете упругих свойств динамической системы появляется отрицательная область, величина которой зависит от комплексной упругой характеристики МСХ.

2. В процессе разгона автобуса число включений МСХ может колебаться:

— при различных действиях водителя от 547 до 687, при среднем значении 617;

— при различной загрузке автобуса от 307 до 685, при среднем значении 496;

— в различных дорожных условиях от 533 до 768, при среднем значении 650.

3. Полученные результаты могут быть использованы для предварительных расчетов долговечности МСХ. Для уточненных расчетов необходимо иметь фактические данные режимов работы автобуса на городских маршрутах.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Баженов С. П.** Бесступенчатые передачи тяговых и транспортных машин: Учеб. пособие / С. П. Баженов — Липецк, ЛГТУ, 2003. — 81 с.
2. **Баженов С. П.** Инерционный трансформатор крутящего момента для городского автобуса / С. П. Баженов, А. В. Галкин, М. И. Дедяев // Автомобильная промышленность. — 2008. — № 9. — С. 18—19.
3. **Пат. 84929** Российская Федерация, МПК F16H 29/00; Автоматический инерционный трансформатор вращающего момента / С. П. Баженов, П. С. Баженов. — № 2009106383/22; заявл. 24.02.2009; опубл. 20.07.2009, Бюл. № 20. — 2 с.
4. **Амосов А. А.** Вычислительные методы для инженеров: Учеб. пособие / А. А. Амосов, Ю. А. Дубинский, Н. В. Копченова. — М.: Высш. шк., 1994. — 544 с.


## Новые КАМАЗы для восточных рубежей

Соединения железнодорожных войск Восточного военного округа получат в 2013 году более 110 новых автомобилей КАМАЗ различных модификаций.

В этом году на восточные рубежи нашей страны отправятся самосвалы на базе КАМАЗ-6522 и седельные тягачи КАМАЗ-54112. Также планируется поставка бортовых машин на шасси КАМАЗ-5350 с бронированной кабиной (класс защиты "5"), предназначенных для транспортировки личного состава. Автомобиль оборудован комплектом дополнительной защиты, обеспечивающим защиту личного состава и внутреннего оборудования, расположенного в кабине, от фугасного воздействия и осколков ручных гранат.

Уже сегодня армейские автомобили "КАМАЗ" многоцелевого назначения по своим тактико-техническим характеристикам, достигнутому техническому уровню, надежности и безопасности превосходят аналогичные автомобили как отечественного, так и зарубежного производства. Это в сочетании с гибкой политикой, проводимой ОАО "КАМАЗ" по отношению к Минобороны Российской Федерации, позволяет строить долгосрочные планы взаимовыгодного сотрудничества с целью оснащения Вооруженных сил России современной автомобильной техникой.

*(Пресс-служба ОАО "КАМАЗ")*

УДК 629.11.011.3:539.3.01

**М. Ф. Бабурченков**, канд. техн. наук (Смоленск)
E-mail: babur_mf@mail.ru

# КРАЕВОЙ ЭФФЕКТ НАПРЯЖЕНИЙ В ДЕТАЛЯХ РАМЫ АВТОМОБИЛЯ

*Исследуется распределение напряжений в области торца конструктивного элемента рамы автомобиля на основе напряженно-деформированного состояния расчетной модели. Стенка профиля заменяется прямоугольной пластиной, а полки стержнями. Исследование базируется на точном решении контактной задачи теории упругости. Функция напряжений строится в тригонометрических рядах. Неизвестные коэффициенты определяются аналитически из системы уравнений. Дан анализ скорости возрастания напряжений в стенке профиля и длины зоны краевого эффекта.*

***Ключевые слова:*** *автомобиль — рама — краевой эффект напряжений.*

**Постановка задачи.** При проектировании рам семейства автомобилей предусматривается максимальная их унификация, как в отношении конструкции, так и технологии изготовления. Рамы отличаются длиной лонжеронов, количеством поперечин и номенклатурой деталей. Конструкции поперечин обычно унифицированы. Лонжероны рам базовой модели автомобиля, например ЗИЛ-130, седельного тягача и шасси самосвала имеют форму, позволяющую изготовлять их в одном штампе [1].

Расчет рам, как правило, производится по теории изгиба. В качестве расчетной модели принимается брус — деформируемое тело, у которого длина значительно больше размеров поперечного сечения. Полученные напряжения сравниваются с их величинами в аналогах. Отметим, что по концам профилей, в зонах приложения усилий, распределение напряжений теорией бруса не определяется.

Применение высокопрочных сталей — один из основных способов повышения прочности и выносливости рам, которые испытывают высокие, переменные по знаку и величине напряжения. Применение нормализованной полосы из низколегированной стали вместо отожженной значительно повышает прочность и увеличивает срок службы рам [там же. с. 113]. Вместе с тем, на этапе раннего проектирования важно знать распределение усилий от полок профиля к стенке и поле напряжений по концам силовых элементов, так как в этих местах выполняются соединения деталей. Известно, что по концам поперечин при передаче усилий от полок к стенке напряжения перераспределяются в области торцев. Согласно принципу Сен-Венана протяженность этой области сопоставима с максимальным размером поперечного сечения. Однако в инженерной практике важно знать о протяженности этой области более подробно. Для оценки характера распределения напряжений рассмотрим случай нагружения конструктивного элемента типа поперечины швеллерного сечения только по торцам полок растягивающими (сжимающими) распределенными усилиями $D$ (рис. 1).

**Напряженное состояние стенки.** Составим расчетную модель, заменяя стенку швеллера прямоугольной пластиной, а полки стержнями постоянного прямоугольного сечения (рис. 2). При этом, для упрощения радиус изгиба профиля принимаем равным нулю. Воспользуемся правой прямоугольной системой координат $O$, $x$, $y$, $z$, оси $x$, $y$ которой сов-

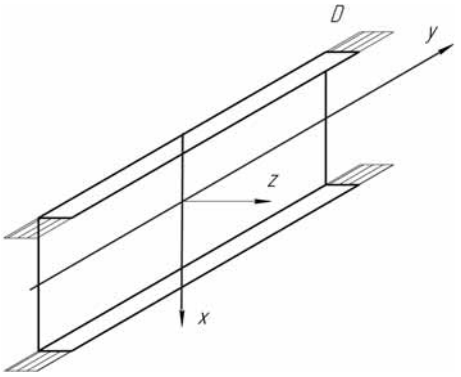



**Рис. 1. Конструктивный элемент с растягивающими усилиями *D* по торцам**

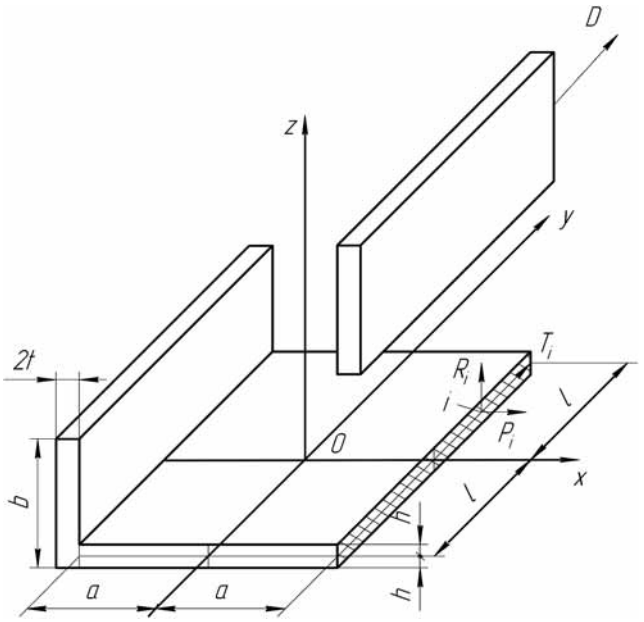



**Рис. 2. Расчетная модель**

падают с осями симметрии срединной плоскости пластины, а ось $z$ — нормальна к ней. Пусть прямоугольная пластина толщиной $2h$, длиной $2l$, шириной $2a$ подкреплена упругими стержнями длиной $2l$, высотой $b$ и толщиной $2t$. К торцам стержней приложены равномерно распределенные растягивающие (сжимающие) усилия $D$. Стержни и пластина изготовлены из одного материала.

В произвольной точке $i$ зоны контактного взаимодействия (заштрихованный прямоугольник) действуют компоненты напряжения: нормальные поперечные $X_x(a, y, z)$, касательные $Y_x(a, y, z)$ и $Z_x(a, y, z)$. Эти компоненты по отношению к пластине могут рассматриваться как внешние усилия $P_i$, $T_i$ и $R_i$, эквивалентные действию условно отсоединенного стержня. Из условия равновесия следует, что каждая группа усилий является самоуравновешенной и поэтому может рассматриваться независимо от других. Поскольку толщина пластины значительно меньше высоты стержня ($2h \ll b$), то изгибом пластины можно пренебречь ($Z_x(a, y, z) = 0$). Кроме того, толщина стержня значительно меньше его высоты ($2t \ll b$). Тогда принимаем: $X_x(a, y, z) = 0$, а напряженное состояние пластины будем рассматривать как плоское. Следовательно, ее компоненты напряжения ($X_x$, $Y_y$ — нормальные и $X_y$ — касательные) не будут зависеть от координаты $z$. На боковые грани, параллельные стержням, будут действовать касательные усилия $T(y) = Y_x(a, y, 0)$, закон изменения которых представим в виде нечетной граничной функции:

$$T(y) = \sum_{n = 1, 3, \ldots} B_n \sin\beta_n y \quad (-l \leqslant y \leqslant l),$$

где $B_n$ — неизвестные коэффициенты тригонометрического ряда; $\beta_n = n\pi/2l$ — целочисленный аргумент.

При этом граничные условия и условия симметрии для пластины имеют вид:

$$X_x(\pm a, y) = 0,\ Y_x(\pm a, y) = \sum_{n = 1, 3, \ldots} B_n \sin\beta_n y$$
$$(-l \leqslant y \leqslant l);$$

$$Y_y(x, \pm l) = 0,\ X_y(x, \pm l) = 0 \quad (-a \leqslant x \leqslant a);$$

$$u(0, y) = X_y(0, y) = 0 \quad (-l \leqslant y \leqslant l);$$

$$\nu(x, 0) = X_y(x, 0) = 0 \quad (-a \leqslant x \leqslant a).$$

Здесь $u$, $\nu$ — проекции полного перемещения на оси $x$ и $y$ соответственно.

Условия соединения стержней с пластиной принимаем в виде равенства проекций перемещений стержня $\nu^s(y, z)$ и пластины $\nu(x, y)$ на ось $y$, т. е.:

$$\nu^s(y, 0) = \nu(\pm a, y) \quad (-l \leqslant y \leqslant l).$$

Сформулированная задача теории упругости соответствует решению, в котором изучалось дискретное соединение стержней с пластиной, а также на отдельных участках и непрерывное. В последнем случае компонента перемещения для стержня имеет вид:

$$\nu^s(y, 0) = \frac{1}{E}\left(Dy - \frac{4}{b\gamma} \sum_{n = 1, 3, \ldots} \frac{B_n}{\beta_n^2} \sin\beta_n y\right),$$

где $\gamma = t/h$ — отношение толщин стержня к пластине; $E$ — модуль продольной упругости.

Функция напряжений принимается в виде:

$$\varphi(x, y) = \sum_{n = 1, 3, \ldots} C_n \frac{H_1(\alpha_n, y)}{\alpha_n H_1'(\alpha_n, l)} \cos\alpha_n x +$$
$$+ \sum_{n = 1, 3, \ldots} D_n \frac{H(x, \beta_n)}{\beta_n H'(a, \beta_n)} \cos\beta_n y.$$

Здесь $H(x, \beta_n) = a sh\beta_n a ch\beta_n x - x \operatorname{sh}\beta_n x \operatorname{ch}\beta_n a$; $H_1(\alpha_n, y) = l sh\alpha_n l ch\alpha_n y - y sh a_n y ch\alpha_n l$; $\alpha_n = n\pi/2a$; $sh\beta_n a$, $ch\beta_n a$ — гиперболические функции синус и косинус аргумента $\beta_n a$; $sh\alpha_n a$, $ch\alpha_n a$ — те же функции аргумента $\alpha_n a$; $C_n$, $D_n$ — неизвестные коэффи-

циенты. Верхний штрих означает производную от соответствующей функции.

Функция напряжений связана с компонентами напряжения зависимостями (4)

$$X_x(x, y) = \partial^2\varphi(x, y)/\partial y^2;\ X_y(x, y) = -\partial^2\varphi(x, y)/\partial x\partial y;$$
$$Y_y(x, y) = \partial^2\varphi(x, y)/\partial x^2.$$

Компонента перемещения $\nu(x, y)$ определяется по формуле:

$$2\mu\nu = \int\{[P/(1+\sigma)] - X_x\}dy + \varepsilon x + \beta;\ P = X_x + Y_y.$$

Здесь $\mu$ — постоянная Ламе; $\sigma$ — коэффициент Пуассона; $\varepsilon$, $\beta$ — постоянные.

Функция напряжений $\varphi(x, y)$ удовлетворяет условиям симметрии при $\varepsilon = \beta = 0$.

Удовлетворяя граничным условиям и условию соединения стержней с пластиной, получим совокупность парных бесконечных систем уравнений и одно равенство для определения трех неизвестных коэффициентов $B_n$, $C_n$, $D_n$:

$$X_n = \sum_{k=1,3,\ldots} a_{nk}Y_k;\ Y_n = \sum_{k=1,3,\ldots} b_{nk}X_k + d_nZ_n$$
$$(n = 1, 3, \ldots); \qquad (1)$$

$$Z_n = -\frac{ab\gamma\beta_n}{2}Y_n + \frac{bD\gamma}{2l}\sin(n\pi/2), \qquad (2)$$

где $X_k$, $Y_k$, $Z_n$ — неизвестные величины; $a_{nk}$, $b_{nk}$ — коэффициенты; $d_n$ — свободные члены; $\lambda(x)$ — функция; $X_k = C_k/l\lambda(\alpha_k l)$; $Y_k = D_k/a\lambda(\beta_k a)$; $Z_n = B_n$; $\lambda(x) = thx + x/ch^2x$;

$$a_{nk} = -\frac{\beta_k\sin(k\pi/2)}{\left(\alpha_k^2+\beta_n^2\right)}\frac{4\alpha_n^2\sin(n\pi/2)}{l\lambda\left(\alpha_n l\right)};$$

$$b_{nk} = -\frac{a_k\sin(k\pi/2)}{\left(\alpha_k^2+\beta_n^2\right)}\frac{4\beta_n^2\sin(n\pi/2)}{a\lambda\left(\beta_n a\right)}; \qquad d_n = 1/a\lambda(\beta_n a);$$

*th* — гиперболический тангенс.

Подстановкой совокупность (1) разрешается относительно неизвестного $Y_n$ и с учетом (2) преобразуется в бесконечную систему линейных алгебраических уравнений [3]

$$Y_n = \sum_{p=1,3,\ldots} M_{np}Y_p + N_n\ (n = 1, 3, \ldots). \qquad (3)$$

Здесь коэффициенты при неизвестных $Y_p$ имеют вид:

$$M_{np} = (1 - d_nq_n)^{-1}\sum_{k=1,3,\ldots} a_{kp}b_{nk}, \qquad (4)$$

где $a_{kp} = -\frac{\beta_p\sin(p\pi/2)}{\left(\alpha_k^2+\beta_p^2\right)}\frac{4\alpha_k^2\sin(k\pi/2)}{l\lambda\left(\alpha_k l\right)}$; $q_n = -ab\gamma\beta_n/2$.

Свободные члены $N_n$ определяются по формуле:

$$N_n = \sin(n\pi/2)b\gamma d_nD/2l(1 - d_nq_n). \qquad (5)$$

*Аналитическое определение коэффициентов функции напряжений.* Воспользуемся свойством функции $\lambda(x) = thx + x/ch^2x$, которая при большой величине аргумента $x$ стремится к единице. В (2) доказывается существование единственного решения системы (3). Не останавливаясь на способе построения, покажем, что система (3) имеет аналитическое решение:

$$Y_p = \frac{\sin(p\pi/2)}{\beta_p l}\frac{\lambda^0(\beta_p a)}{\lambda(\beta_p a)}. \qquad (6)$$

Здесь, функции:

$$\lambda^0(\beta_p a) = th(\beta_p a) - (\beta_p a)/ch^2(\beta_p a);$$
$$\lambda(\beta_p a) = th(\beta_p a) + (\beta_p a)/ch^2(\beta_p a). \qquad (7)$$

Отметим, что при больших номерах индексов $p$ обе функции стремятся к единице. Поэтому, подставляя (6) в систему (3) с учетом коэффициентов (4) и свойств функций (7), для больших номеров индексов $p$ имеем:

$$Y_n = (1 - d_nq_n)^{-1}\sum_{k=1,3,\ldots} b_{nk}\sum_{p=1,3,\ldots} a_{kp}\frac{\sin(p\pi/2)}{\beta_p l} + N_n.$$

После суммирования по индексу $p$ получаем:

$$Y_n = -(1 - d_nq_n)^{-1}\sum_{k=1,3,\ldots} b_{nk}\frac{\sin(k\pi/2)}{\alpha_p l} + N_n;$$

по индексу $k$:

$$Y_n = (1 - d_nq_n)^{-1}\frac{\sin(n\pi/2)}{\beta_p l}\frac{\lambda^0(\beta_p a)}{\lambda(\beta_p a)} + N_n. \qquad (8)$$

Далее, исходные распределенные усилия $D$ поделим на $D$, т.е. представим в безразмерной форме $D = 1$. Аналогично, все линейные размеры предста-

вим в относительном виде, поделив их на размер $a$, при этом $a = 1$. Подставляя в (8) значения свободных членов (5) и решение (6) при $D = 1$ и $a = 1$, имеем:

$$\frac{\sin(n\pi/2)}{\beta_n l}\frac{\lambda^0(\beta_n a)}{\lambda(\beta_n a)} = \frac{1}{(1 - d_n q_n)} \times$$

$$\times \frac{\sin(n\pi/2)}{\beta_n l}\frac{\lambda^0(\beta_n a)}{\lambda(\beta_n a)} - \frac{d_n q_n}{1 - d_n q_n}\frac{\sin(n\pi/2)}{\beta_n l}$$

или с учетом свойств функций (7), для больших номеров индексов:

$$1 \equiv \frac{1}{1 - d_n q_n} - \frac{d_n q_n}{1 - d_n q_n}, \text{ и т. д.}$$

Таким образом, (6) является решением системы (3) и для больших номеров индексов порядок коэффициентов функции напряжений равен $1/\beta_n$.

*Реализация решения*. Представим систему (3) в эквивалентном виде:

$$Y_n = \sum_{p = 1, 3, \ldots, N} M_{np} Y_p + \sum_{p = N+2, \ldots, n} M_{np} Y_p + N_n$$
$$(n = 1, 3, \ldots). \qquad (9)$$

Здесь индекс $N$ — нечетный номер, при котором функции вида (7) принимаются равными единице с достаточной степенью точности, в зависимости от относительного размера $l/a$. Оценка принималась по точности выполнения граничных условий. Анализ показал, что при $l/a \leqslant 5$ индекс $N = 9$. Для численной реализации система (8) ограничивалась 50 уравнениями ($n = 99$), сведенными к ступенчатому виду (с треугольной матрицей). Вторая сумма в ступенчатой системе определялась с учетом аналитического решения (6), что значительно упрощает численную реализацию. Соответственно, в рядах, дающих значения напряжений, удерживалось 50 членов.

Численные результаты получены при следующих значениях параметров: безразмерная нагрузка $D/D = 1$; относительные размеры $a/a = 1$; $b/a = 0{,}6$; $l/a = 3$; коэффициент Пуассона $\sigma = 0{,}33$. Рассматривались два случая:

1. Параметр $\gamma = t/h = 4$ (относительные полутолщины $t/a = 0{,}1$; $h/a = 0{,}025$);

2. Параметр $\gamma = t/h = 1$ ($t/a = 0{,}1$; $h/a = 0{,}1$).

В обоих случаях граничные условия для касательных напряжений $X_y$ выполнялись с точностью до 3 % по отношению к безразмерным усилиям $D/D = 1$. В угловой точке и ее окрестности погрешность несколько возрастает. Для нормальных напряжений граничные условия выполняются автоматически.

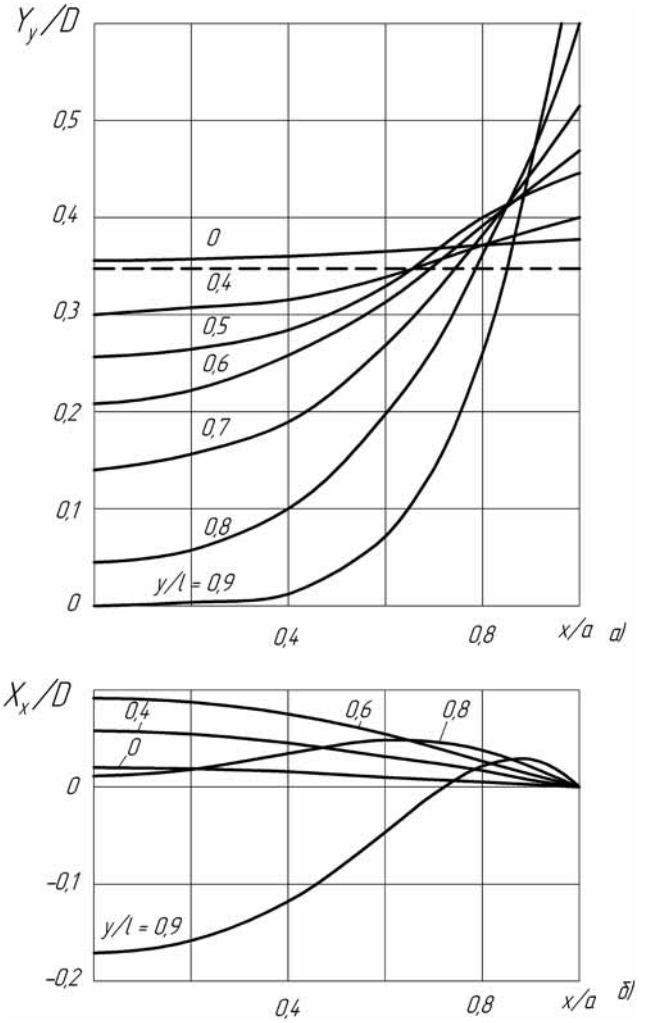



**Рис. 3. Зависимость безразмерных напряжений в стенке поперечины с параметрами $\gamma = 4$ и $l/a = 3$ от относительных координат $x/a$, $y/l$:**

*а* — продольного (осевого) напряжения $Y_y/D$; *б* — поперечного $X_x/D$

На рис. 3 приведены графики зависимостей безразмерных напряжений в стенке поперечины от относительных координат $x/a$, $y/l$ для первого случая ($\gamma = 4$): продольного (осевого) напряжения $Y_y/D$ (рис. 3, *а*) и поперечного $X_x/D$ (рис. 3, *б*). При удалении от торца поперечины (уменьшении размера $y/l$) напряжение $Y_y/D$ уменьшается по величине и более равномерно распределяется по ширине. Для сравнения в виде горизонтальной линии приведены значения $Y_y/D$, определенные по теории бруса для срединной плоскости стенки (внецентренное растяжение).

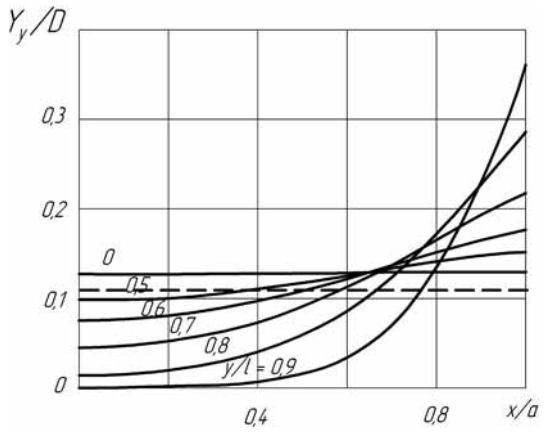



**Рис. 4. Зависимость безразмерных напряжений $Y_y/D$ в стенке поперечины с параметрами $\gamma$ = 1 и $l/a$ = 3 от относительных координат $x/a$, $y/l$**

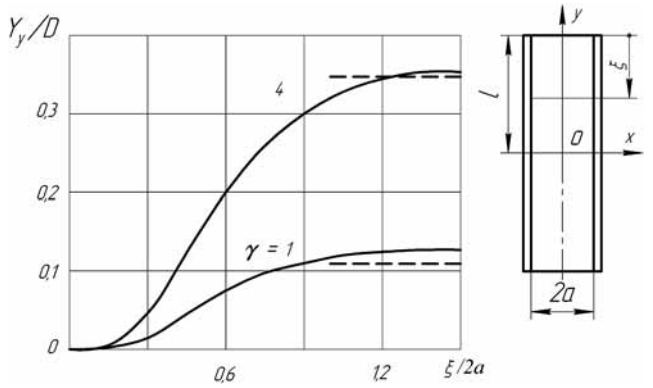



**Рис. 5. Зависимость относительных продольных напряжений $Y_y/D$ от относительной глубины $\xi/2a$ и параметра $\gamma = t/h$**

Расчет подтверждает, что поперечное напряжение $X_x/D$ не вносит существенного вклада в напряженное состояние стенки. Зависимость безразмерного напряжения $Y_y/D$ для второго случая дана на рис. 4.

С целью оценки характера затухания возмущения на рис. 5 изображены кривые зависимостей $Y_y/D$ при x = 0 как функции относительного расстояния от торца стенки $\xi/2a = (l - y)/2a$. Для сравнения в виде горизонтальных линий приведены значения $Y_y/D$, определенные по теории бруса (внецентренное растяжение). При $\gamma = 1$ напряжение находится в согласии с принципом Сен-Венана, и его значение вне зоны краевого эффекта близко к значению $Y_y/D$ в срединной плоскости, определенному

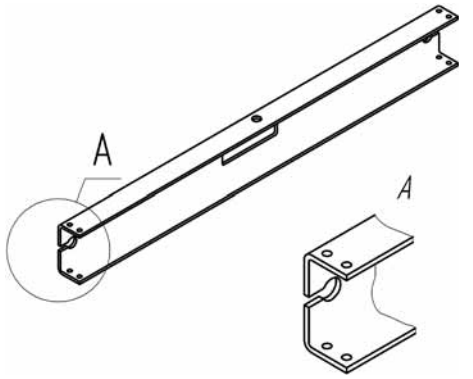



**Рис. 6. Задняя поперечина шасси автомобиля**

по формулам сопротивления материалов. Уменьшение толщины стенки профиля ($\gamma = 4$) приводит к увеличению протяженности зоны краевого эффекта.

*Применимость.* Результаты расчетов использованы при конструировании задней поперечины (рис. 6), устанавливаемой взамен штатной на шасси автомобиля КамАЗ, входящим в состав дорожной машины для зимнего содержания дорог производства ЗАО "СААЗ АМО ЗИЛ". На выносном элементе (см. рис. 6, *а*) показана прорезь (от торца до кругового отверстия), обеспечивающая компенсацию деформации кручения поперечины от лонжеронов рамы. Прорезь и отверстие не выходят за зону краевого эффекта по глубине от торца поперечины.

**Вывод.** Протяженность зоны краевого эффекта в стенке поперечины зависит от отношения толщины полки к толщине стенки, то есть от параметра $\gamma = t/h$ и с уменьшением толщины стенки, она увеличивается.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**


1. **Шасси** автомобиля ЗИЛ-130 / В. А. Агейкин, Л. М. Аксенов, А. Б. Беренфельд и др.; под общей редакцией А. М. Кригера. — М.: Машиностроение, 1973.
2. **Baburchenkov M. F.** Contact interaction of a rectangular plate with asymmetrically reinforcing beams [Text] /© Plenum Publishing Corporation // International Applied Mechanics. — New York: Springer New York, 1979. — Vol. 15, № 8. — P. 731—735. http://www.springerlink.com/content/m7j72660u6575063/
3. **Канторович Л. В.** Приближенные методы высшего анализа [Текст] / Л. В. Канторович, В. И. Крылов. — М.—Л.: Физматгиз, 1962.
4. **Тимошенко С. П.** Теория упругости [Текст] / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. — М.: Наука, 1975. — Пер. кн.: Timoshenko S. P., Goodier J. N. Theory of Elasticity. — New York: McGraw-Hill, 1970.

УДК 621.436

**В. А. Марков**, д-р техн наук, профессор МГТУ им. Н. Э. Баумана,
**В. В. Фурман**, ведущий конструктор, **В. А. Иванов**, инженер-конструктор,
**И. А. Черезов**, инженер-конструктор ООО "ППП Дизельавтоматика" (г. Саратов)
E-mail: markov@power.bmstu.ru

# СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДЛЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Рассмотрены особенности работы дизельных двигателей, адаптированных к работе на природном газе. Описаны разработанные системы топливоподачи газодизельных и газовых двигателей.*

***Ключевые слова:*** *дизельный двигатель, газодизельный двигатель, газовый двигатель, дизельное топливо, природный газ, система топливоподачи, электронная система управления.*

Среди перспективных альтернативных моторных топлив в первую очередь необходимо выделить природный газ. Россия обладает огромными запасами природного газа: ее доля в мировых запасах природного газа составляет 18 %, а в общем объеме добываемого природного газа на ее долю приходится 15 % мировой добычи. Природный газ является наиболее известным и исследованным газовым топливом. Уникальные физико-химические свойства, значительные естественные запасы, развитая сеть доставки газа от месторождений во многие регионы страны по магистральным газопроводам и газоотводам и экологические преимущества в сравнении с традиционными видами топлива позволяют рассматривать природный газ как наиболее перспективное и универсальное моторное топливо России в XXI веке [1—3].

Применение природного газа, в первую очередь, целесообразно на автомобильном транспорте, потребляющем большую часть моторных топлив. В Германии предполагается к 2020 г. довести число автомобилей, работающих на природном газе, до 20 % от общего автомобильного парка [2]. Используется этот вид топлива на железнодорожном транспорте, в судовых дизелях, дизель-генераторных и мотокомпрессорных установках, других стационарных двигателях.

Особенность использования природного газа заключается в том, что он находятся в одном агрегатном состоянии с окислителем — воздухом. Это облегчает организацию процесса смесеобразования, позволяет получить гомогенную топливовоздушную смесь, обеспечить ее полное сгорание, высокие экономические и экологические показатели двигателя. Причем, при конвертации двигателей внутреннего сгорания на природный газ предпочтительно использовать дизельные двигатели, отличающиеся высокой степенью сжатия и работающие с увеличенным по сравнению с бензиновыми двигателями коэффициентом избытка воздуха. Это позволяет повысить эффективность сжигания природного газа, получить улучшенные показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов. Но при переводе дизельных двигателей на газообразные топлива возникает проблема обеспечения надежного воспламенения газовоздушной смеси в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов транспортного двигателя. Это обусловлено тем, что температура самовоспламенения дизельных топлив составляет 230—300 °С, а природный газ (метан) имеет температуру самовоспламенения 540 °С. Поэтому температура конца сжатия $T_c$ может оказаться недостаточной для самовоспламенения рабочей смеси. Одним из наиболее эффективных путей решения этой проблемы является реализация газодизельного цикла, в котором воспламенения газовоздушной смеси осуществляется от запальной дозы дизельного топлива [1, 2].

Важнейшим параметром газодизельных двигателей является запальная доза дизельного топлива (ДТ) $G_{ТДЗ}$. В автомобильных и тракторных двигателях, работающих на номинальном режиме, эта ве-

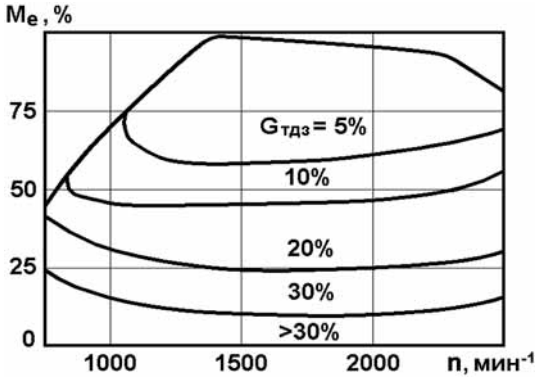



**Рис. 1. Зависимость расчетных значений запальной дозы дизельного топлива $G_{тдз}$ от частоты вращения коленчатого вала *n* и нагрузки (среднего эффективного давления $p_e$) газодизельного двигателя 6 ЧН 12,8/15,5 (*n* и $M_e$ — частота вращения и крутящий момент двигателя, характеризующие скоростной и нагрузочные режимы работы, соответственно)**

личина обычно составляет 5—10 % [4, 5]. В отдельных случаях ее увеличивают до 20—25 % [6]. В качестве примера на рис. 1 приведена базовая характеристика запальной дозы ДТ $G_{тдз}$, реализуемая в автомобильном газодизельном двигателе [7]. Эта характеристика предполагает увеличение доли ДТ в общем расходе топлива по мере снижения нагрузки. Если на режимах с полной нагрузкой величина $G_{тдз}$ составляет 5 %, то на режимах холостого хода и малых нагрузок она превышает 30 %. Это объясняется худшими условиями для воспламенения топливовоздушной смеси на режимах с малой нагрузкой, трудностями подачи малых доз ДТ и обеспечения требуемого качества смесеобразования. Аналогичная характеристика $G_{тдз}$ приведена в работе [5].

Альтернативой газодизельным двигателям с воспламенением рабочей смеси от запальной дозы ДТ являются газовые двигатели с воспламенением смеси от постороннего источника — свечи зажигания. Но следует отметить, что такая организация рабочего цикла требует значительного увеличения энергии для искрообразования по сравнению с традиционными бензиновыми двигателями.

Реализация указанных потенциальных преимуществ газодизельных двигателей невозможна без точного управления параметрами топливоподачи — цикловыми подачами газового и дизельного топлив, фазами топливоподачи, давления подачи. Эти параметры должны быть оптимальными для каждого эксплуатационного режима работы двигателя. Такое многофункциональное взаимосвязанное управление параметрами топливоподачи газодизельного двигателя возможно только с использованием современных электронных систем автоматического управления (САУ) [1].

Производственно-промышленное предприятие ООО "ППП Дизельавтоматика" (г. Саратов) разработало несколько вариантов систем электроуправляемой подачи газа для дизелей, работающих по газодизельному циклу. Одной из них является система электронного управления топливоподачей типа СЭРГ500 для газодизельных двигателей автотракторной техники. Эта САР включает следующие основные элементы: микропроцессорный блок автоматического контроля систем, газовый дозатор, ограничитель запальной дозы дизельного топлива, датчик частоты вращения коленчатого вала, усилитель мощности, комплект кабелей связи, комплект монтажных частей. Структурная схема САР представлена на рис. 2.

Блок автоматического контроля систем (блок управления) — цифровой микропроцессорный комплекс со специальным программным обеспечением предназначен для выполнения следующих функций:

а) прием и обработка сигналов поступающих от датчиков режимных параметров (частоты вращения, задания частоты вращения, давления газа, тем-

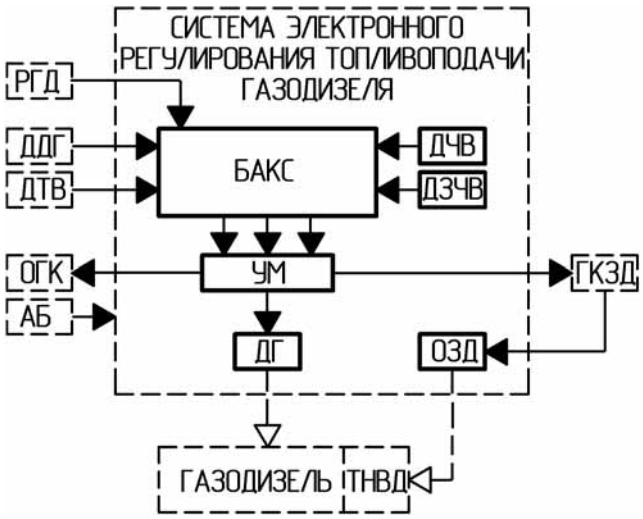



**Рис. 2. Структурная схема системы электронного управления топливоподачей газодизеля типа СЭРГ500:**

АБ — аккумуляторная батарея; БАКС — блок автоматического контроля системы; ГКЗД — электромагнитный газовый клапан запальной дозы ДТ; ДГ — газовый дозатор; ДДГ — датчик давления газа; ДЗЧВ — датчик задания частоты вращения; ДТВ — датчик температуры охлаждающей жидкости; ДЧВ — датчик частоты вращения; ОЗД — ограничитель запальной дозы ДТ; ОГК — электромагнитный отсечной газовый клапан; РГД — режим работы газодизеля (дизельный или газодизельный цикл); ТНВД — топливный насос высокого давления; УМ — усилитель мощности

пературы охлаждающей жидкости, реле реализуемого цикла работы — дизельный или газодизельный цикл);

б) выдача соответствующих сигналов на исполнительные устройства (газовый дозатор в газодизельном режиме работы, электромагнитный газовый клапан включения запальной дозы ДТ, электромагнитный отсечной газовый клапан, усилитель мощности);

в) регулирование частоты вращения по статическому или астатическому закону в газодизельном цикле работы на всех скоростных и нагрузочных режимах;

г) переход от дизельного цикла работы на газодизельный по внешней команде, а также при выполнения ряда условий (при нагрузке на газодизель, выше значений для которых требуется запальная доза ДТ; при частоте вращения выше заданной, при которой разрешен переход на газодизельный цикл работы; при давлении газа выше заданной величины; при температуре охлаждающей жидкости выше заданной величины);

д) автоматический переход на дизельный цикл работы и блокировка перехода в газодизельный цикл при ряде ограничений (при нагрузке на газодизель ниже значений, для которых требуется запальная доза дизельного топлива; при пониженной частоте вращения; при пониженном давлении газа; при температуре охлаждающей жидкости выше заданной величины; при отключении (не включении) ограничителя запальной ДТ; при отсутствии сигнала о заданной частоте вращения);

е) цифровое индицирование ряда параметров.

Усилитель мощности предназначен для усиления сигналов, поступающих на элементы САУ (газовый дозатор, электромагнитный газовый клапан включения запальной дозы ДТ, электромагнитный отсечной газовый клапан).

Для осуществления электроуправляемой подачи газа разработана конструкция газового дозатора, изображенная на рис. 3.

Эксплуатация системы СЭРГ500 показала надежность, низкие затраты на обслуживание, доступность и легкость регулировок при обслуживании.

В двигателе, работающем на газе с САУ типа СЭРГ500, на подачу газа дозатором к всасывающим клапанам оказывает влияние объем полости всасывания (впускного трубопровода), угол перекрытия клапанов в процессе продувки и сжимаемости газа, и поэтому он попадает в цилиндры с запаздыванием и с недостаточно качественным смесеобразованием, что ухудшает качество регулирования частоты

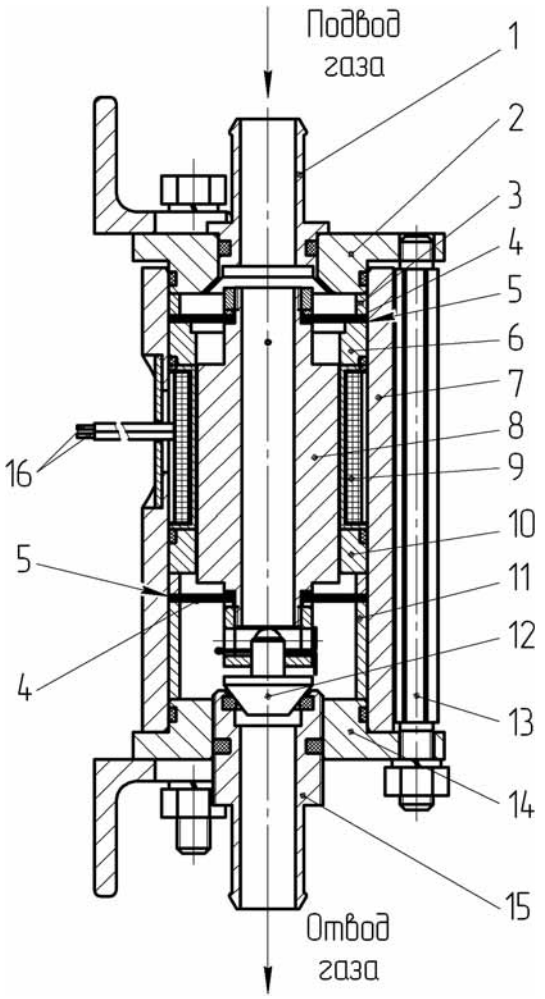



**Рис. 3. Газовый дозатор:**

*1* — входной штуцер; *2* — фланец; *3* — распорное кольцо; *4* — мембрана; *5* — пластинчатая пружина; *6* — верхний полюс; *7* — стакан; *8* — сердечник; *9* — катушка; *10* — нижний полюс; *11* — распорное кольцо; *12* — затвор; *13* — стяжная шпилька; *14* — фланец; *15* — отводящий штуцер

вращения, несмотря на преимущества двигателя, работающего на газе.

Электронный регулятор частоты вращения с газовым дозатором построен с использованием следующих звеньев:

а) звено задержки, наличие которого обусловлено подсчетом частоты вращения через интервал времени $T_з$; звено фильтрации;

б) пропорционально-интегральное (ПИ) звено; звено электромагнита газового дозатора; звено коллектора. Структурная схема с передаточными функциями звеньев электронного регулятора частоты вращения с газовым дозатором представлена на рис. 4.

Для улучшения показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов двига-

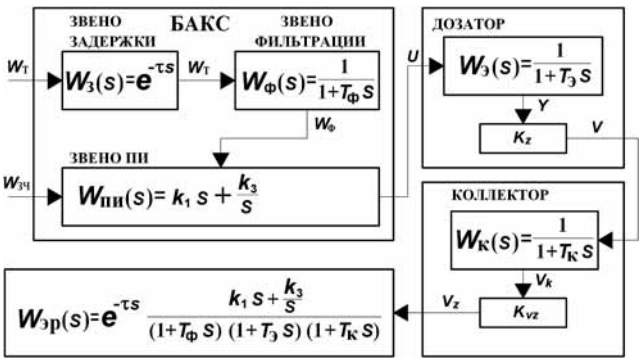



**Рис. 4. Структурная схема передаточных функций электронного регулятора частоты вращения с газовым дозатором:**

$W_{эр}(s)$ — передаточная функция электронного регулятора; $W_з(s)$ — передаточная функция звена задержки; $W_ф(s)$ — передаточная функция звена фильтрации; $W_{пи}(s)$ — передаточная функция пропорционально-интегрального звена; $W_э(s)$ — передаточная функция электромагнита газового дозатора; $W_к(s)$ — передаточная функция коллектора; $\tau$ — время задержки; $W_т$ — текущая частота вращения; $W_ф$ — текущая частота вращения после фильтрации; $W_{зч}$ — заданная частота вращения; $U$ — среднее напряжение, подаваемое на электромагнит газового дозатора; $Y$ — перемещение затвора; $V$ — объемный расход газа; $V_к$ — объемный расход газа после коллектора; $V_z$ — объемная цикловая подача газа; $K_{vz}$ — коэффициент объемной цикловой подачи газа; $k_1$ — пропорциональный коэффициент; $k_3$ — интегральный коэффициент; $T_ф$ — постоянная времени фильтрации; $T_э$ — постоянная времени электромагнита газового дозатора; $T_к$ — постоянная времени коллектора; $K_z$ — коэффициент расхода газа от перемещения затвора

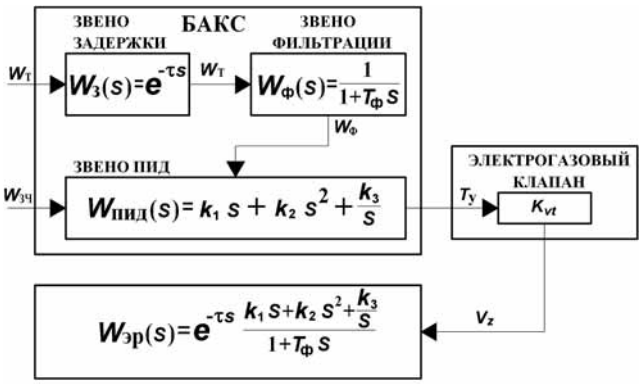



**Рис. 5. Структурная схема передаточных функций электронного регулятора частоты вращения с системой импульсной подачи газа:**

$W_{эр}(s)$ — передаточная функция электронного регулятора; $W_з(s)$ — передаточная функция звена задержки; $W_ф(s)$ — передаточная функция звена фильтрации; $W_{пид}(s)$ — передаточная функция пропорционально-интегрально-дифференциального звена; $\tau$ — время задержки; $W_т$ — текущая частота вращения; $W_ф$ — текущая частота вращения после фильтрации; $W_{зч}$ — заданная частота вращения; $T_у$ — длительность управляющего сигнала, подаваемого на электрогазовый клапан; $V_z$ — объемная цикловая подача газа; $K_{vt}$ — коэффициент зависимости объемной цикловой подачи от длительности управляющего сигнала; $k_1$ — пропорциональный коэффициент; $k_2$ — дифференциальный коэффициент; $k_3$ — интегральный коэффициент

телей, работающих на природном газе, в ООО "ППП Дизельавтоматика" (г. Саратов) проведены работы по созданию электроуправляемой системы импульсной подачи газа. В системах с импульсной подачей посредством быстродействующего электромагнитного клапана газ подается к всасывающим клапанам двигателя на такте впуска. Поэтому влияние объема всасывания и угла перекрытия клапанов в процессе продувки сведено к минимуму, что значительно уменьшает запаздывание подачи газа.

Электронный регулятор частоты вращения с импульсной подачей газа имеет следующие звенья регулирования: звено задержки, наличие которого обусловлено подсчетом частоты вращения через интервал времени $T_з$; звено фильтрации; пропорционально-интегрально-дифференциальное звено (ПИД). Структурная схема передаточных функций электронного регулятора частоты вращения с системой импульсной подачи газа представлена на рис. 5.

Проведенные аналитические исследования регуляторов со структурными схемами (см. рис. 4 и 5) показали, что регулятор частоты вращения с системой импульсной подачи газа обладает большим быстродействием и большим запасом устойчивости.

Для автотракторной техники, в частности для трактора К-700 с двигателем, работающим по газодизельному циклу, спроектирована система электронного управления с импульсной подачей газа СУДМ.01. В этой САУ воздействия на дозирующую рейку топливного насоса высокого давления (ТНВД) осуществляется с помощью исполнительного устройства ЭРУС18 (электромеханического устройства поворотного типа), работающего в комплекте с датчиком положения дозирующего органа. При этом реализуются следующие функции:

а) в дизельном цикле — управление топливоподачей ДТ;

б) в газодизельном цикле — формирование запальной дозы ДТ.

Подача газа в цилиндры газодизеля осуществляется с помощью электрогазовых клапанов, работающих в импульсном режиме. При этом системой электронного управления подачей газа формируется угол опережения подачи газа относительно положения поршня в НМТ (нижней мертвой точке) в зависимости от частоты вращения и нагрузки на газодизель.

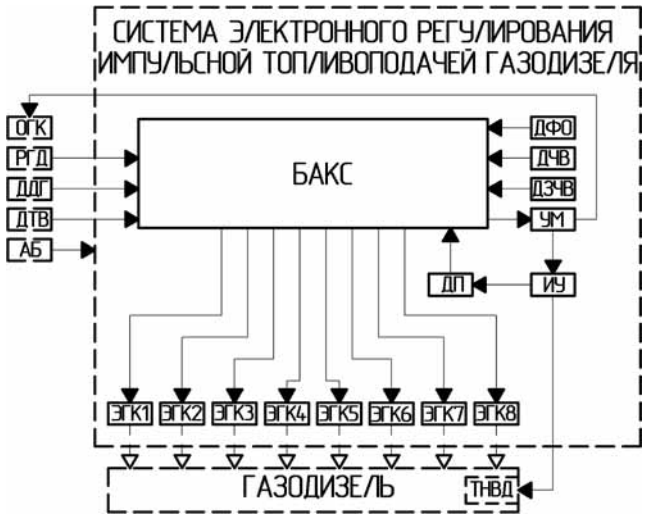



**Рис. 6. Структурная схема системы электронного управления импульсной топливоподачей газа СУДМ.01:**

АБ — аккумуляторная батарея; БАКС — блок автоматического контроля системы; ДДГ — датчик давления газа; ДЗЧВ — датчик задания частоты вращения; ДП — датчик положения; ДТВ — датчик температуры охлаждающей жидкости; ДФО — датчик фазовой отметки; ДЧВ — датчик частоты вращения; ИУ — исполнительное устройство; ОГК — электромагнитный отсечной газовый клапан; РГД — реле режима работы газодизеля (дизельный или газодизельный цикл); ТНВД — топливный насос высокого давления; УМ — усилитель мощности; ЭГК1—ЭГК8 — электрогазовые клапаны

Система СУДМ.01 содержит в себе следующие основные составные части: блок управления; клапаны электрогазовые (по одному на каждый цилиндр); исполнительное устройство в комплекте с датчиком положения; датчик частоты вращения газодизеля; датчик фазовой отметки; комплект кабелей связи; комплект монтажных частей. Структурная схема системы СУДМ.01 представлена на рис. 6.

Блок управления системы СУДМ.01 — цифровой микропроцессорный комплекс со специальным программным обеспечением предназначен для выполнения следующих функций:

а) прием и обработка сигналов, поступающих от датчиков режимных параметров: (частоты вращения; фазовой отметки; задания частоты вращения; положения исполнительного устройства; давления газа; температуры охлаждающей жидкости; реле цикла работы газодизеля — дизельный или газодизельный цикл);

б) выдача управляющих сигналов на исполнительные устройства (электрогазовые клапаны в газодизельном цикле работы; исполнительное устройство дозирующего органа ТНВД; электромагнитный отсечной газовый клапан; усилитель мощности);

в) регулирование частоты вращения по статическому или астатическому закону в дизельном и в газодизельном циклах работы на всех скоростных и нагрузочных режимах;

г) переход из дизельного цикла работы на газодизельный по внешней команде, а также при выполнения ряда условий (при нагрузке на газодизель выше значений, для которых требуется запальная доза ДТ; при частоте вращения выше заданной, при которой разрешен переход на газодизельный цикл; при давлении газа выше заданной величины; при температуре охлаждающей жидкости выше заданной величины);

д) автоматический переход на дизельный цикл и блокировка перехода на газодизельный цикл при ряде ограничений (при нагрузке на газодизель ниже значений, для которых требуется запальная доза ДТ; при пониженной частоте вращения; при пониженном давлении газа; при температуре охлаждающей жидкости выше заданной величины; при отключении (не включении) ограничителя запальной дозы ДТ; при отсутствии сигнала о заданной частоте вращения; при цифровом индицировании ряда параметров).

Усилитель мощности предназначен для усиления сигналов, поступающих на исполнительное устройство дозирующего органа ТНВД и на электромагнитный отсечной газовый клапан. Конструкция исполнительного устройства в комплекте с датчиком положения представлена на рис. 7.

Конструкция электроуправляемого газового клапана, предназначенного для дозирования газа в каждый цилиндр, первоначально разрабатывалась для двигателей большей мощности. Проведенные расчеты, исследования и испытания позволили выбрать наиболее оптимальный вариант клапана, на который был получен патент Российской Федерации № 2211878. На основе данной конструкции была разработана модификация электрогазового клапана, предназначенного для трактора К-700, показанная на рис. 8. Циклограмма работы электрогазового клапана представлена на рис. 9.

Электрогазовый клапан 2ЭГК.02 имеет следующие характеристики:

а) период времени с момента подачи напряжения питания на электромагнит клапана до его открытия составляет $t_c$ = 3 мс;

б) период времени с момента прекращения подачи напряжения питания на электромагнит клапана до его закрытия составляет $t_п = 3$ мс;

в) цикловая подача при давлении газа на входе в электрогазовый клапан $P_1 = 3$ кгс/см$^2$, противодавлении на выходе из клапана $P_2 = 1{,}6$ кгс/см$^2$ и длительности открытия клапана $t_о = 10$ мс составляет $0{,}8 \cdot 10^{-4}$ нм$^3$/цикл (нормальный кубометр на цикл).

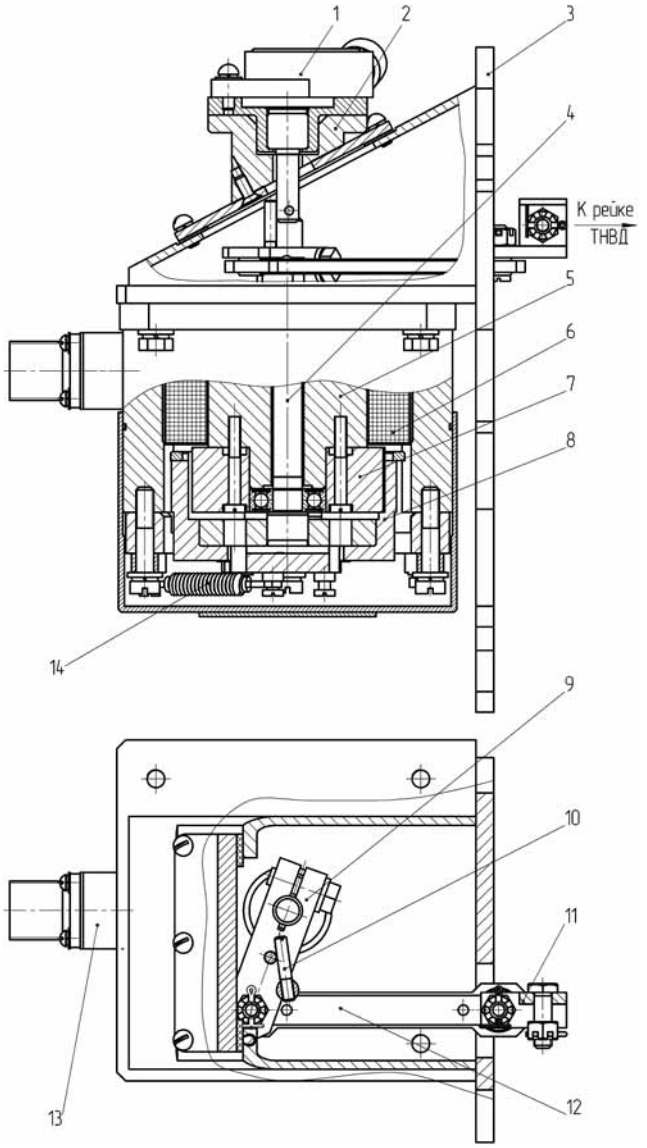



**Рис. 7. Общий вид исполнительного устройства в комплекте с датчиком положения:**

*1* — датчик положения; *2* — корпус датчика положения; *3* — плита для подсоединения к ТНВД; *4* — выходной вал исполнительного устройства; *5* — корпус исполнительного устройства; *6* — катушка; *7* — полюс; *8* — якорь; *9* — рычаг; *10* — поводок; *11* — хвостовик подсоединения к рейке ТНВД; *12* — серьга; *13* — штепсельный разъем; *14* — возвратная пружина

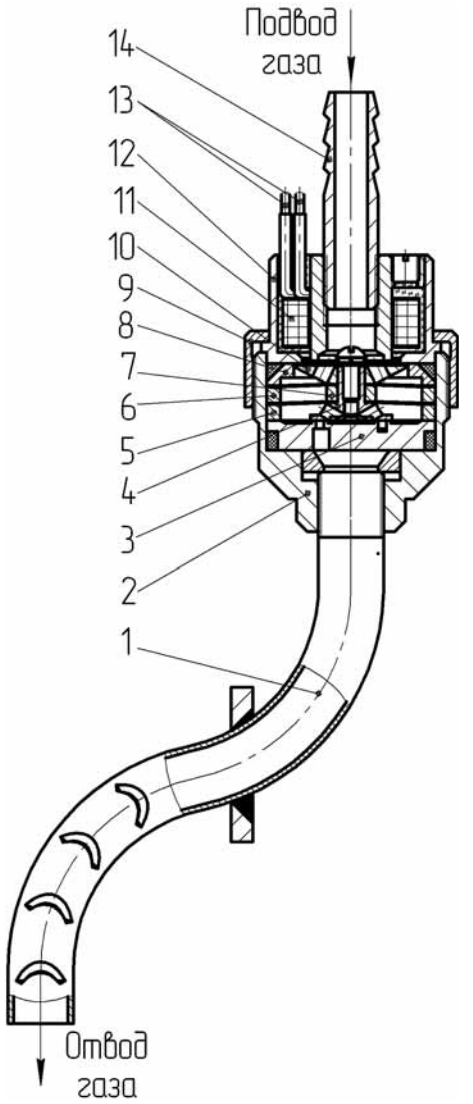



**Рис. 8. Общий вид электрогазового клапана 2ЭГК02:**

*1* — трубка для отвода газа; *2* — корпус; *3* — седло; *4* — затвор; *5* — опорное кольцо; *6* — распорное кольцо; *7* — распорная втулка; *8* — установочная шайба; *9* — накидная гайка; *10* — якорь; *11* — катушка; *12* — корпус электромагнита; *13* — выводные провода; *14* — штуцер для подвода газа

Зависимость цикловой подачи от продолжительности полного открытия клапана — линейная.

Системы топливоподачи газодизелей большой мощности (более 1000 кВт) комплектуются электрогазовыми клапанами типа 4ЭГК1. Общий вид электрогазового клапана 4ЭГК1 представлен на рис. 10.

Электрогазовый клапан 4ЭГК1 имеет следующие характеристики:

а) период времени с момента подачи напряжения питания на электромагнит клапана до его открытия составляет $t_с = 6$ мс;

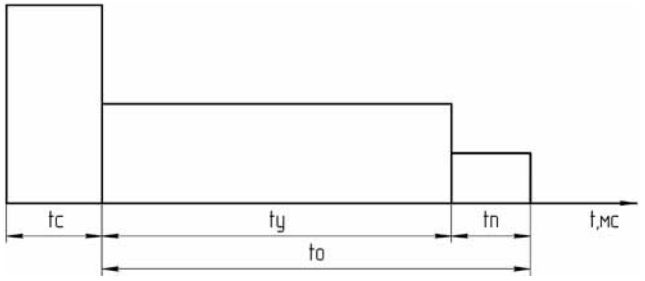



**Рис. 9. Циклограмма работы электрогазового клапана:**

$t_c$ [мс] — период времени с момента подачи напряжения питания на электромагнит электрогазового клапана до его открытия (стартовый период времени); $t_п$, [мс] — период времени с момента прекращения подачи напряжения питания на электромагнит электрогазового клапана до его закрытия; $t_у$, [мс] — период режима тока удержания; $t_о$ [мс] — период открытого состояния электрогазового клапана

б) период времени с момента прекращения подачи напряжения питания на электромагнит клапана до его закрытия составляет $t_п = 4$ мс;

в) цикловая подача при давлении газа на входе в электрогазовый клапан $P_1 = 2{,}9$ кгс/см$^2$, противодавлении на выходе из клапана $P_2 = 1{,}6$ кгс/см$^2$ и продолжительности его открытия $t_о = 13{,}5$ мс составляет $0{,}75 \cdot 10^{-3}$ нм$^3$/цикл;

г) цикловая подача при давлении газа на входе в электрогазовый клапан $P_1 = 3{,}1$ кгс/см$^2$, противодавлении на выходе из клапана $P_2 = 0{,}1$ кгс/см$^2$ и длительности открытия клапана $t_о = 3{,}5$ мс составляет $0{,}2 \cdot 10^{-3}$ нм$^3$/цикл.

Зависимость цикловой подачи от продолжительности полного открытия клапана — линейная.

Опытные образцы модификации электрогазового клапана (4ЭГК1) прошли испытания в ОАО "Коломенский завод" в лаборатории на безмоторном стенде, а также на стенде с одноцилиндровой газодизельной установкой в моторной лаборатории, где были подтверждены все заявленные изготовителем параметры.

Испытания на полноразмерном газодизель-генераторе ГД-1000 в ОАО "Турбомоторный завод" (г. Екатеринбург) в составе системы электронного управления с регулированием запальной дозы ДТ электрогазовыми клапанами 4ЭГК1 показали, что параметры регулирования частоты вращения газодизель-генератора ГД-1000 с системой электронного регулирования и импульсной подачей газа соответствуют 1 классу точности по ГОСТ 10511—83. В ходе этих испытаний из-за отсутствия охлаждаемых форсунок не удалось минимизировать запальную дозу ДТ.

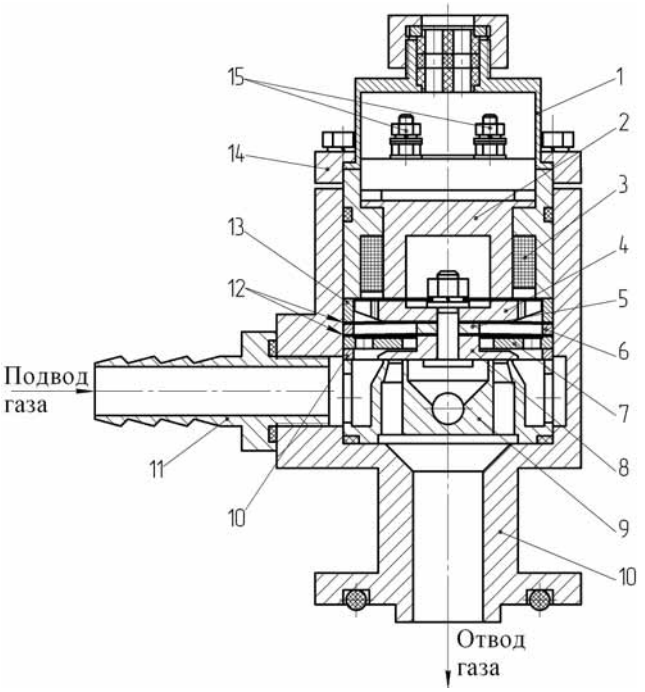



**Рис. 10. Общий вид электрогазового клапана 4ЭГК1:**

*1* — колпак; *2* — сердечник; *3* — катушка; *4* — якорь; *5* — распорная втулка; *6* — распорное кольцо; *7* — упор; *8* — затвор; 9 — седло; 10 — корпус; *11* — штуцер; *12* — кольцевая пружина; *13* — установочное кольцо; *14* — крышка; *15* — выводные клеммы

С аналогичными клапанами была разработана система электронного управления с импульсной подачей газа на газовых двигателях с искровым зажиганием. В настоящее время такая система внедрена на газовом двигателе с искровым зажиганием, выполненным на базе дизеля 12 ЧН 26/26 при его работе в составе двигатель-генератора на общую сеть. Система обеспечивала устойчивую работу даже при пропуске вспышек. Параметры переходного процесса по забросу частоты вращения с данной системой соответствуют первому классу точности регулирования по ГОСТ 10511—83.

Для этой системы разработана новая модификация электрогазового клапана 4ЭГК.03 повышенной цикловой подачи и со сниженной потребляемой мощностью. При этом основные характеристики электрогазового клапана 4ЭГК.03 следующие:

а) период времени с момента подачи напряжения питания на электромагнит клапана до его открытия составляет $t_c = 4{,}5$ мс;

б) период времени с момента прекращения подачи напряжения питания на электромагнит клапана до его закрытия составляет $t_п = 2{,}5$ мс;

в) цикловая подача при давлении газа на входе в электрогазовый клапан $P_1 = 2{,}8$ кгс/см$^2$, противодавлении на выходе из клапана $P_2 = 1{,}3$ кгс/см$^2$ и продолжительности открытия клапана $t_o = 24$ мс составляет $1{,}89 \cdot 10^{-3}$ нм$^3$/цикл;

г) цикловая подача при давлении газа на входе в электрогазовый клапан $P_1 = 0{,}4$ кгс/см$^2$, противодавлении на выходе из клапана $P_2 = 0$ кгс/см$^2$ и длительности открытия клапана $t_o = 6$ мс составляет $0{,}157 \cdot 10^{-3}$ нм$^3$/цикл.

Проведенный комплекс экспериментальных исследований разработанных систем топливоподачи, включающих как испытания на безмоторных стендах, так и моторные испытания, подтвердил эффективность этих систем для газодизельных и газовых двигателей.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. 344 с.
2. **Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю. В.** Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. М.: ООО "ИРЦ Газпром", 2007. 480 с.
3. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 376 с.
4. **Gettel L. E., Perry G. C., Boisvert J.** et al. Dual Fuel Engine Control Systems for Transportation Applications // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1987. Vol. 109. № 4. P. 435—438.
5. **Kubesh J., Podnar D. J., Guglielmo K. H.** et al. Development of an Electronically-Controlled Natural Gas-Fueled John Deere Power Tech 8.1 L Engine // SAE Technical Paper Series. 1995. № 951940. P. 71—78.
6. **Савельев Г.** Применение природного газа в качестве моторного топлива на сельскохозяйственных тракторах // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. 2005. № 1. С. 45—51. № 2. С. 36—39.
7. **Umierski M., Stommel P.** Fuel Efficient Natural Gas Engine with Common-Rail Micro-Pilot Injection // SAE Technical Paper Series. 2000. № 2000-01-3080. P. 1—8.



**ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ**

принимает подписку на журнал

**«ГРУЗОВИК»**

**ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА**

на 2013 год.

Подписавшись в издательстве, вы:

1. Получаете без задержек журнал с первого номера.
2. Экономите на стоимости почтовой доставки.
3. Получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (499) 269-66-00; 8 (499) 269-52-98.

Факс 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

# КОМАНДА "КАМАЗ-МАСТЕР" ВЕРНУЛАСЬ ДОМОЙ

***После триумфального выступления в международном ралли "Дакар-2013" спортсмены команды "КАМАЗ-мастер" вернулись в Набережные Челны.***

Еще будучи в Латинской Америке, камазовские спортсмены, повторившие свое достижение двухлетней давности, стали для многих россиян национальными героями. Поэтому в аэропорту "Бегишево", где команда приземлилась в первом часу ночи, несмотря на столь позднее время, было очень многолюдно. Из официальных лиц спортсменов "КАМАЗ-мастер" встречали, заместители генерального директора ОАО "КАМАЗ" Кирилл Пузырьков и Елена Милинова, другие топ-менеджеры компании, руководитель исполкома Набережных Челнов Фархад Латыпов.

Генеральный директор КАМАЗа Сергей Когогин в составе российской делегации находился на экономическом форуме в Давосе и не смог лично встретить команду. Но с радостью поздравил спортсменов по телефону. "Спортсмены "КАМАЗ-мастер" снова показали, что они самые сильные и выносливые. Они лучшая команда в мире! — сказал руководитель КАМАЗа. — Я очень рад, что вы опять смогли поднять флаг КАМАЗа на самую большую высоту. Ребята, вы молодцы, оправдали все наши ожидания".

Одиннадцатая по счету триумфальная победа в Дакаре достойно вошла в историю российского автоспорта. Молодая команда "КАМАЗ-мастер" заняла весь пьедестал почета. "Золотого бедуина" получил Эдуард Николаев, вторым на подиум поднялся экипаж под управлением Айрата Мардеева, следом за ним Андрей Каргинов. Победа на этом супермарафоне стала лучшим подарком к 25-летию прославленной команды "КАМАЗ-мастер". "Бедуины", завоеванные уже молодыми "дакаровцами", в очередной раз доказали, что челнинские КАМАЗы являются лучшими в мире, а "КАМАЗ-мастер" — легендарной командой.

Выступившие перед собравшимися Эдуард Николаев и руководитель команды Владимир Чагин поблагодарили всех за поддержку, которая, как признались спортсмены, чувствовалась даже за тысячи километров. Но впереди у команды еще много выступлений на других, не менее значимых ралли-марафонах, где российским гонщикам будут противостоять упустившие свои шансы на "Дакаре-2013" Алеш Лопраис, Жерар де Рой, Ханс Стейси и другие именитые спортсмены. Поэтому после заслуженного отдыха команда вновь начнет готовить свои автомобили к новым стартам, чтобы вновь быть в числе лучших.

# АВТОБУСЫ ПАЗ С ДВИГАТЕЛЯМИ ЯМЗ-530 "ЕВРО-4"

***"Группа ГАЗ" поставила в Санкт-Петербург десять автобусов среднего класса ПАЗ-320412 с двигателями семейства ЯМЗ-530 экологического стандарта "Евро-4". Автобусы будут обслуживать городские маршруты северной столицы.***

Автобусы ПАЗ-320412, предназначенные для поставки в Санкт-Петербург, оснащены четырехцилиндровыми дизелями ЯМЗ-5341 мощностью 170 л. с. ЯМЗ-530 — это новое семейство средних рядных 4- и 6-цилиндровых дизелей мощностью от 120 до 312 л. с. стандарта "Евро-4" с потенциалом обеспечения "Евро-5" и "Евро-6". В двигателях ЯМЗ-530 использованы передовые конструктивные решения по компоновке, управлению, работе основных систем, обеспечивающих их надежность и экономичность.

Двигателя семейства ЯМЗ-530 гарантируют потребителям автобуса ПАЗ оптимальный расход топлива (22 л/100 км), долговечность эксплуатации (ресурс двигателя не менее 600 тыс. км), экономию эксплуатационных расходов (межсервисный пробег до 30 тыс. км) и дополнительный комфорт благодаря снижению уровня шума.

Серийное производство автобусов с двигателями нового поколения семейства ЯМЗ-530 экологического стандарта "Евро-4" "Группа ГАЗ" начала на Павловском и Ликинском автобусных заводах в сентябре 2012 года. Двигателя ЯМЗ-530 выпускаются на новой производственной площадке Ярославского моторного завода "Группы ГАЗ". Дилерские сети дивизионов "Автобусы" и "Силовые агрегаты" "Группы ГАЗ" полностью готовы к гарантийному и сервисному сопровождению новых модификаций автобусов серии ПАЗ-3204 с двигателями семейства ЯМЗ-530.

Автобус среднего класса ПАЗ-320412 обеспечивает клиентам выгодную стоимость эксплуатации: межсервисный пробег 12 тыс. км, высокий сбалансированный ресурс кузова и силового агрегата, гарантийный срок два года или 100 тыс. км. В автобусе может быть установлен кондиционер, дополнительные багажные полки, аудио- и видеосистема, различные виды пассажирских кресел и др. Автобус среднего класса ПАЗ-320412 может использоваться на пригородных и междугородных маршрутах: городская планировка салона включает в себя 21 или 24 посадочных места, пригородная — 29 посадочных мест, междугородная — 30 посадочных мест и багажное отделение объемом 1,5 кубометра.

Двигатели ЯМЗ-530 разработаны конструкторами Ярославского моторного завода при поддержке австрийской компании AVL List. Строительство предприятия по выпуску двигателей ЯМЗ-530 завершено в 2011 году. Инвестиции в проект составили около 10 млрд руб.

# ABSTRACTS OF ARTICLES

**2** *Yakovlev P. V.* Improve movement the towing wheel drive vehicles by improving functioning of transfer box
The motion towing wheel car in heavy traffic conditions. To improve his mobility in such circumstances it is expedient further improve traction on the drive wheels by a rapid shift in the transfer case without stop. To investigate the towing speed performance car gearshift is made with high dynamics design scheme and mathematical model. The results show improved mobility wheel drive towing vehicle by improving the functioning of the transfer case.
**Keywords:** towing truck, transfer case, model, traction, mobility

**9** *Antonov I., Tregubov A.* Identification of stresses in bolted joints with rectangular junction
Failure of connections, as a rule, occurs because of destruction of fixing elements. The tension arising in them, and also joint density considerably depends on a design of the connection. This article is devoted to research of these dependences.
**Keywords:** bolt, the joint disclosure, tearing-off loading, strip joint

**12** *Sidorenko M.* Features of plastic forming of variable thickness strips on a mobile fixture
There is an analysis of kinematic and power parameters of the site of plastic deformation at rolling of variable thickness strips on a mobile profiled fixture in nondrive rollers.
**Keywords:** small-leaf spring, rolling effort, deformation site, roller, fixture, strip, tension, deformation, squeezing

**18** *Zayatrov A. V., Kozlovskiy V. N.* Analysis of operational methods of ensuring reliability for a system electrical equipment cars
In work are studied "tools" of reliability, based on operational methods for the analysis of modern cars and is determined by the efficiency of their use.
**Keywords:** quality, reliability, car, electrical equipment

**21** *Maksimnko A. N., Timofeev G. S., Lopatin A. I., Kutuzov V. V., Kutuzova E. V., Kodenko E. A.* Evaluation of the life cycle stages road building vehicles in view of changes in techno-economic indicators in their exploitation
In article considers the evaluation of life cycle machine, the maintenance and revitalization of working capacity, taking into account changes in the technical and economic indicators in the course of its maintenance. Capability, cost, number of working hours, coefficient of efficiency, coefficient of technical utilization, coefficient of intra mode work and other technical and economic parameters change during maintenance of the machine. Propose a strategy for maintenance and repairs to maximize profit for the maintenance stage of the life cycle of the machine, taking into account changes in the technical and economic indicators.
**Keywords:** working capacity, stage of maintenance, life cycle, profit, capability, cost

**30** *Bazhenov S. P., Martynov A. N.* The Dynamic processes in inertial automatic transformer of the moment of the town bus
In article is brought unite system of the nonlinear differential equations, describing worker process inertial automatic transformer of the moment.
Results of mathematical modeling are given on COMPUTER dynamic processes in inertial transformer of the moment of the town bus.
**Keywords:** city-bus, automatic transmission

**33** *Baburchenkov M. F.* Edge effect of stresses in details of a frame of the car
Distribution of stresses in the field of a back of a constructive element of a frame of the car on the basis of the is intense-deformed state of calculated model is examined. The wall of a profil is substituted by a rectangular plate, and shelf beams. The exploration founded on the exact decision of a contact problem of the theory of elasticity. Function of efforts is under construction in trigonometrical series. Unknown factors are defined analytically from a set of equations. The analysis of speed of increase of stresses in a wall of a profile and length of a zone of an edge effect is given.
**Keywords:** car — frame — edge effect of stresses

**38** *Markov V.* Fuel Supply Systems for Gas-Diesel and Gas Engines
Operational features of diesel engines fitted to use natural gas as a fuel have been considered. The developed fuel supply systems for gas-diesel and gas engines are characterized.
**Keywords:** diesel engine, gas-diesel engine, gas engine, diesel fuel, natural gas, fuel supply system, electronic control system

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 06.02.2013. Подписано в печать 22.03.2013. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4