

При обработке временных сигналов крутящих моментов, нагружающих полуоси ведущего моста, был выявлен ряд особенностей в нагружении длинной и короткой полуосей. В частности, короткая полуось работает в более жестком режиме, так как уровень крутящих моментов на короткой полуоси несколько выше, чем на длинной, вследствие маневрирования троллейбуса при выезде с остановки в момент трогания, когда наблюдаются максимальные крутящие моменты в трансмиссии. Необходимо отметить, что амплитуды колебаний на длинной полуоси в 1,5–2 раза выше, чем на короткой.

ВЫВОД

По существующим методикам при обработке нагрузочных режимов автомобилей отрицательные моменты (торможение двигателем), нагружающие трансмиссию, ввиду их малого удельного веса, не учитываются. Однако для троллейбуса эти моменты составляют около 50 % по пробегу от общего количества крутящих моментов. В связи с этим требуется переработка существующих методик обработки нагрузочных режимов и оценки характеристик надежности зубчатых зацеплений.

Поступила 15.09.2004

УДК 629.113-587

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ НАЗЕМНЫХ МАШИН ПОСРЕДСТВОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ КОЛЕС

Канд. техн. наук ДУБОВИК Д. А.

*Научно-инженерное республиканское унитарное предприятие
«Белавтотракторостроение»*

Для управления динамикой наземных машин и улучшения их управляемости в настоящее время широкое применение получают системы Electronic Stability Program, Dynamic Stability Control, Automatisches Stabilitäts-Management-System, Fahr-Dynamik-Regelung, Vehicle Stability Control, Vehicle Stability Assist и др. Их действие основано на регулировании тормозных усилий колес машины, а также общего тягового усилия посредством вмешательства в управление двигателем. При недостаточной поворачиваемости они притормаживают заднее внутреннее по отношению к центру поворота колесо. В условиях избыточной поворачиваемости притормаживается переднее внешнее колесо.

В научно-технической литературе не получили должного отражения методы регулирования тяговых усилий колес для управления динамикой движения с целью достижения наилучших эксплуатационных характеристик и максимальной эффективности использования машин. Целью настоящей работы является раз-

работка метода регулирования тяговых усилий колес для обеспечения наилучшей управляемости наземных машин. Приводятся результаты моделирования реализации предложенного метода на примере регулирования тяговых усилий колес внедорожной машины с колесной формулой 8×8.

Постановка задач исследований. Управляемость наземной машины определяется свойством ее конструкции реализовывать заданный режим движения и исполнять сигнал управления с необходимыми точностью и быстродействием при минимальном уровне психомоторных затрат со стороны водителя [1].

В соответствии с определением понятия управляемости непосредственными характеристиками данного эксплуатационного свойства являются величина и скорость реакции машины на управляющее воздействие водителя. Наихудшая управляемость соответствует случаю, когда машина никоим образом не реагирует на управляющие действия водителя, сохраняя при

этом прямолинейное направление движения. В то же время исследования, выполненные авторами [2–4], позволяют в качестве машины с наилучшей управляемостью принять машину с нейтральной поворачиваемостью или же в точности реализующую кривизну траектории движения, задаваемую водителем в результате поворота рулевого колеса.

Приведенные положения дают основание в качестве критерия управляемости наземных машин использовать показатель [5] следующего вида:

$$S_v = 1 - \frac{\int_t |K_n - K_r| dt}{\int_t |K_n| dt}, \quad (1)$$

где K_n – кривизна траектории движения машины с нейтральной поворачиваемостью; K_r – кривизна действительной траектории движения машины.

Анализ выражения (1) свидетельствует о том, что показатель S_v учитывает отклонение кривизны K_r действительной траектории движения машины от кривизны K_n траектории движения машины с нейтральной поворачиваемостью и оценивает в комплексе как величину реакции машины на рулевое воздействие водителя, так и скорость этой реакции. Последняя выражается в запаздывании увеличения или уменьшения кривизны K_r действительной траектории движения по отношению к изменению кривизны K_n траектории движения машины с нейтральной поворачиваемостью. Чем выше значение показателя S_v , тем лучше управляемость колесной машины.

Таким образом, задача регулирования тяговых усилий колес для достижения наилучшей управляемости машины сводится к условной однокритериальной оптимизации

$$S_v \rightarrow \max \quad (2)$$

при следующих ограничениях, наложенных на выступающие в качестве управляемых параметров тяговые силы колес:

$$0 \leq P_{kir} \leq \varphi_{ir} P_{zir}; \quad 0 \leq P_{kil} \leq \varphi_{il} P_{zil}; \quad i = 1, n; \quad (3)$$

$$P_{k\Sigma x} = \sum_{i=1}^n (P_{kir} \cos \alpha_{ir} + P_{kil} \cos \alpha_{il}), \quad (4)$$

где $P_{k\Sigma x}$ – общая проекция тяговых усилий ведущих колес на продольную ось машины, необходимых для реализации задаваемого режима движения машины; P_{kir} и P_{kil} – тяговые силы колес i -го моста, знаки r и l относятся к правому и левому колесам моста соответственно; $\varphi_{ir} P_{zir}$ и $\varphi_{il} P_{zil}$ – предельные значения тяговых усилий по условиям сцепления колес с опорной поверхностью; φ_{ir} и φ_{il} – коэффициенты сцепления колес с опорной поверхностью; P_{zir} и P_{zil} – нормальные реакции колес; α_{ir} и α_{il} – углы поворота управляемых колес; i – номер ведущего моста; n – количество ведущих мостов.

Метод регулирования тяговых усилий колес для обеспечения наилучшей управляемости заключается в реализации ведущими колесами в процессе движения машины оптимальных значений тяговых усилий, получаемых в результате решения задачи однокритериальной оптимизации (2). В соответствии со структурой критерия оптимальности (1) целью регулирования тяговых усилий является реализация таких их распределений, которые в плоскости дороги создают момент рыскания (рис. 1), оптимальный по направлению и величине для совмещения действительных параметров движения с параметрами, характерными нейтральной поворачиваемости.

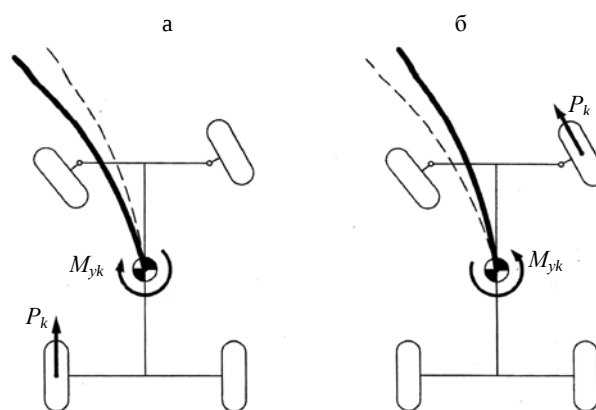


Рис. 1. Регулирование тяговых усилий для обеспечения управляемости машины при поворачиваемости: а – избыточной; б – недостаточной

Решение задачи однокритериальной оптимизации (2) и реализация предлагаемого метода

регулирования тяговых усилий основываются на математическом описании движения наземной машины.

В общем случае наземную машину можно представить m -осной машиной с n ведущими и k управляемыми мостами, расчетная схема которой приведена на рис. 2.

Для реализации предлагаемого метода составим уравнения криволинейного движения m -осной машины с n ведущими и k управляемыми мостами в системе неподвижных координат XOY . С центром масс машины свяжем систему подвижных координат xOy . Криволинейное движение машины в плоскости опорной поверхности характеризуется тремя координа-

тами центра масс: X_v , Y_v и углом β_v между продольной осью машины и осью OX .

Для математического описания воспользуемся уравнениями движения в форме Аппеля [6]:

$$\frac{\partial S}{\partial \ddot{q}_q} = Q_q; \quad q = 1, 3, \quad (5)$$

где S – энергия ускорения машины; $\ddot{q}_q$ – квазиускорение, соответствующее q -й квазикоординате; Q_q – обобщенная сила, соответствующая q -й квазикоординате; q – порядковый номер квазикоординаты.

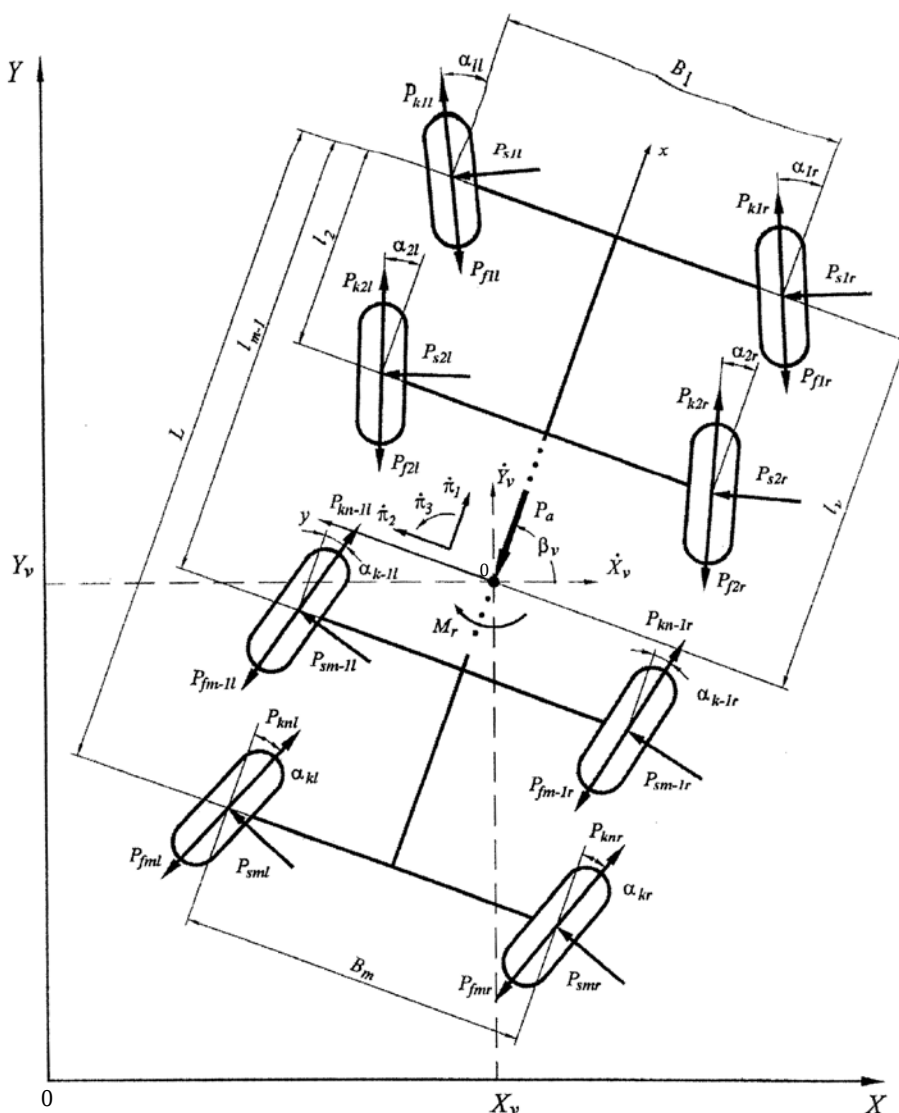


Рис. 2. Расчетная схема движения колесной m -осной машины с n ведущими и k управляемыми мостами

Для составления уравнений в форме (5) введем три квазикоординаты, связанные с координатами центра масс машины X_v , Y_v и β_v следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}\dot{X}_v &= \dot{\pi}_1 \cos \beta_v - \dot{\pi}_2 \sin \beta_v; \\ \dot{Y}_v &= \dot{\pi}_1 \sin \beta_v + \dot{\pi}_2 \cos \beta_v; \\ \dot{\beta}_v &= \dot{\pi}_3.\end{aligned}\quad (6)$$

Энергия ускорения S машины, складываемая из энергии ускорения поступательного движения и энергии вращательного движения относительно центра масс, определяется на основании (6)

$$\begin{aligned}S &= \frac{m_v}{2} (\ddot{X}_v^2 + \ddot{Y}_v^2 + \rho_v^2 \ddot{\beta}_v^2) = \\ &= \frac{m_v}{2} (\dot{\pi}_1^2 - 2\dot{\pi}_1 \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3 + \dot{\pi}_1^2 \dot{\pi}_3^2 + \dot{\pi}_2^2 + 2\dot{\pi}_2 \dot{\pi}_1 \dot{\pi}_3 + \\ &\quad + \dot{\pi}_2^2 \dot{\pi}_3^2 + \rho_v^2 \dot{\pi}_3^2),\end{aligned}\quad (7)$$

где m_v и ρ_v – масса машины и ее радиус инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс.

Обобщенные силы Q_q , соответствующие введенным квазикоординатам, определяются на основе выражения для виртуальных работ:

$$\delta A_q = Q_q \delta \pi_q, \quad q = 1, 3. \quad (8)$$

Предположим, что углы поворота управляемых колес α_{ir} и α_{il} в направлении, противоположном вращению часовой стрелки, положительны, а в направлении вращения часовой стрелки – отрицательны.

Тогда, с учетом (5), (6) и (8) уравнения криволинейного движения машины принимают следующий вид:

$$m_v(\ddot{\delta}_r \dot{\pi}_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3) = (P_{kir} - P_{fir}) \cos \alpha_{ir} - P_{sir} \sin \alpha_{ir} + (P_{kil} - P_{fil}) \cos \alpha_{il} - P_{sil} \sin \alpha_{il} - P_a; \quad (9)$$

$$m_v(\ddot{\pi}_2 + \dot{\pi}_1 \dot{\pi}_3) = (P_{kir} - P_{fir}) \sin \alpha_{ir} + P_{sir} \cos \alpha_{ir} + (P_{kil} - P_{fil}) \sin \alpha_{il} + P_{sil} \cos \alpha_{il}; \quad (10)$$

$$m_v \rho_v^2 \ddot{\pi}_3 = 0,5 B_i [(P_{kir} - P_{fir}) \cos \alpha_{ir} - (P_{kil} - P_{fil}) \cos \alpha_{il}] + (l_v - l_i) [(P_{kir} - P_{fir}) \sin \alpha_{ir} + (P_{kil} - P_{fil}) \sin \alpha_{il}] -$$

$$- 0,5 B_i (P_{sir} \sin \alpha_{ir} - P_{sil} \sin \alpha_{il}) + (l_v - l_i) (P_{sir} \cos \alpha_{ir} + P_{sil} \cos \alpha_{il}) - M_r, \quad (11)$$

где δ_r – коэффициент учета вращающихся масс; B_i – колея i -го моста; l_i и l_v – расстояние от первого моста до i -го моста и центра масс машины соответственно.

Для решения системы уравнений криволинейного движения (9)–(11) машины требуется исключить из нее лишние неизвестные. С этой целью силы сопротивления качению P_{fi} необходимо выразить через произведение нормальных реакций колес P_{zi} на коэффициенты сопротивления качению колес f_i , найденные с учетом поступательной скорости движения автомобиля, углов δ_i бокового увода, числа i проходов колес по колею и совпадения последних в случае движения по деформируемым поверхностям.

Нормальные реакции колес P_{zi} рассчитываются на основе пространственной расчетной схемы автомобиля с учетом его массовых, геометрических показателей, характеристик системы «подвеска – колесо – дорога» и кинематических параметров движения.

Боковые реакции колес P_{si} выражаются согласно нелинейной теории бокового увода [1]:

$$P_{si} = K_{si} \delta_i = q_{si} K_{s0} \delta_i, \quad i = 1, m, \quad (12)$$

где K_{s0} – тангенс угла наклона кривой $P_s = f(\delta)$ в начале координат; q_{si} – общий коэффициент коррекции, равный произведению частных коэффициентов, отражающих влияние различных факторов [1]; δ_i – углы увода колес i -го моста.

Сопротивление движению машины воздушной среды P_a определяется по зависимостям [7]. Момент M_r сопротивления повороту машины в контакте колес с опорной поверхностью складывается из моментов сопротивления повороту отдельных колес и рассчитывается по формулам [8]. Углы поворота управляемых колес α_{ir} и α_{il} принимаются известными и рассчитываются в зависимости от задаваемой водителем траектории движения по формулам [9].

Предлагаемый метод регулирования тяговых усилий основан на решении второй (обратной) задачи динамики. В рамках решения обратной задачи динамики считается известной зависимость между такими кинематическими

параметрами, как ускорение и скорость движения, которые, как и углы поворота управляемых колес, задаются водителем в результате воздействия на органы управления машиной. В большинстве случаев при исследованиях криволинейного движения моделируется движение машины с постоянной поступательной скоростью $\dot{\pi}_1$ и ускорением вдоль продольной оси $\ddot{\pi}_1$, равным 0.

В отдельных случаях возникает необходимость исследования ускоренного движения машины. Тогда используется функциональная зависимость между ускорением $\ddot{\pi}_1$ и скоростью поступательного движения $\dot{\pi}_1$ [10].

Таким образом, приведенные положения позволяют выразить из уравнения (9) общую проекцию тяговых усилий ведущих колес на продольную ось машины, которая является исходной для поиска оптимальных значений тяговых усилий отдельных колес:

$$P_{k\Sigma x} = \sum_{i=1}^m (P_{fir} \cos \alpha_{ir} + P_{lir} \sin \alpha_{ir} + P_{fil} \cos \alpha_{il} + P_{lil} \sin \alpha_{il}) + P_a + m_v(\delta_r \ddot{\pi}_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3). \quad (13)$$

Сканирование возможных вариантов распределения тяговых усилий между ведущими колесами при соблюдении ограничений (3) и (4) позволяет определить такие значения тяговых усилий ведущих колес машины, которые соответствуют максимальным значениям критерия S_v (1). Эти значения и принимаются в качестве оптимальных для обеспечения наилучшей управляемости.

Результаты исследований. Рассмотрим применение предложенного метода для регулирования тяговых усилий наземной машины с колесной формулой 8×8 с двумя передними управляемыми мостами, близкой по своим массовым и геометрическим параметрам к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79091 с шинами 1500×600-635.

Для оценки эффективности разработанного метода проводились расчетные исследования движения данной машины при выполнении маневра «переставка» (машина 1). Скорость движения принималась из диапазона средних

технических скоростей внедорожной машины МЗКТ-79091 и составляла 8 м/с. Моделирование осуществлялось на грунтовой поверхности удовлетворительного состояния с коэффициентом сцепления 0,55 и сопротивления качению колес 0,03.

Для сопоставительной оценки проводилось моделирование движения машины с такими же массогеометрическими параметрами и симметричным распределением тяговых усилий между колесами (машина 2). Симметричное распределение тяговых усилий характерно для простого дифференциального привода ведущих колес, который, как известно, является наиболее предпочтительным из всех традиционных приводов с точки зрения управляемости колесных машин.

Результаты исследований представлены на рис. 3–5.

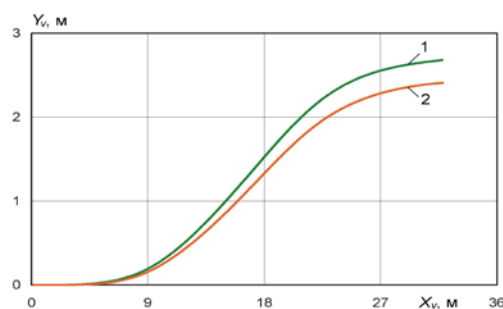


Рис. 3. Траектория движения машин 1 и 2

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что критерий управляемости S_v машины 2 с симметричным распределением тяговых усилий при выполнении маневра «переставка» составляет 0,52.

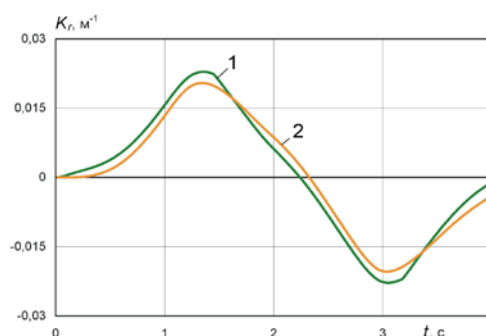


Рис. 4. Изменение кривизны K_r действительной траектории

Невысокое значение критерия S_v у машины 2 объясняется запаздыванием ее реакции на

производимое рулевое воздействие водителя вследствие перекачивания профиля эластичных шин и натягивания их в боковом направлении при формировании боковых реакций колес P_{sir} и P_{sil} (12). Запаздывание проявляется в замедленных увеличении кривизны K_r действительной траектории движения машины при повороте рулевого и управляемых колес из нейтрального положения (при входе в поворот) и уменьшении кривизны K_r при повороте рулевого колеса к нейтральному положению (при выходе из поворота) (рис. 4).

Выполненные исследования позволили установить зависимость управляемости машины от распределения тяговых усилий между ведущими колесами и реализуемого этими силами тягового момента рыскания M_{yk} машины (рис. 5).

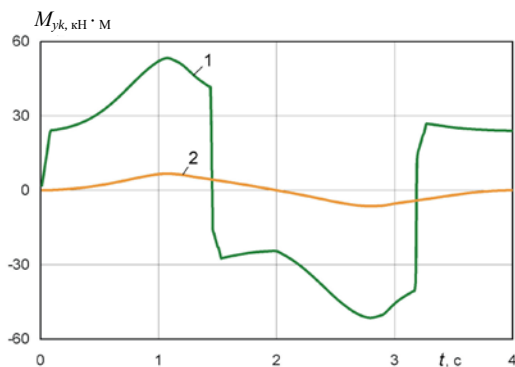


Рис. 5. Изменение тягового момента рыскания M_{yk}

Момент рыскания M_{yk} машины с симметричным распределением тяговых усилий формируется за счет поворота водителем управляемых ведущих колес в направлении предполагаемого поворота машины и реализации подводимого к ним крутящего момента. Вследствие только симметричного распределения тяговых усилий M_{yk} при выполнении маневра «переставка» не превышает 6,7 кН·м и не оказывает существенного влияния на реализуемые машиной 2 кинематические параметры криволинейного движения.

В то же время реализация предложенного в настоящей работе метода способствует перераспределению тяговых усилий между ведущими колесами машины 1 и созданию в плоскости дороги управляемого момента рыскания M_{yk} . В соответствии со структурой критерия S_v (1) направление и величина

момента рыскания M_{yk} оптимизируются для достижения наилучшего приближения реализуемых кинематических параметров криволинейного движения к параметрам, задаваемым водителем поворотом рулевого колеса. В результате такого регулирования повышается динамическая чувствительность к рулевому воздействию и управляемость машины улучшается.

Установлено, что реализуемый тяговыми усилиями момент рыскания машины в данном случае значительно возрастает и достигает значения 53,3 кН·м. При этом управляемость машины 1 улучшается на 14 % по отношению к машине с симметричным распределением тяговых усилий колес и соответствует значению критерия S_v , равному 0,66.

ВЫВОДЫ

1. Разработан метод регулирования тяговых усилий колес для обеспечения наилучшей управляемости наземной машины. Метод основан на реализации ведущими колесами во время движения оптимальных значений тяговых усилий с целью совмещения действительных кинематических параметров движения машины с параметрами, задаваемыми водителем в результате управляющего воздействия на рулевое колесо, посредством создания в плоскости опорной поверхности управляемого по направлению и величине момента рыскания.

2. Подтверждена эффективность предложенного метода на примере регулирования тяговых усилий наземной машины с колесной формулой 8×8 с двумя передними управляемыми мостами и массогеометрическими параметрами, близкими к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79091, при моделировании маневра переставка.

3. Установлена возможность улучшения управляемости внедорожной машины МЗКТ-79091 на 14 % по сравнению с такой же машиной, но с симметричным распределением тяговых сил между колесами в результате реализации предложенного метода регулирования тяговых усилий на практике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антонов, Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.

2. Гинцбург, Л. Л. Управляемость автомобиля на повороте / Л. Л. Гинцбург. – М.: НИИНавтопром, 1968. – 47 с.

3. Носенков, М. А. Управляемость автомобилей и автопоездов. Рулевой привод / М. А. Носенков // Тр. НАМИ. – М., 1971. – Вып. 129. – С. 21–27.

4. Лефаров, А. Х. Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов / А. Х. Лефаров, В. С. Войтешонок // Республиканский межведомственный сборник. – Минск, 1991. – Вып. 6. – С. 66–69.

5. Дубовик, Д. А. Количественная оценка реакции АТС на управляющее воздействие водителя / Д. А. Дубовик // Механика машин на пороге III тысячелетия: материалы междунар. науч. конф. / НЦ ПММ НАН Беларуси. – Минск: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001. – С. 203–205.

6. Аппель, П. Теоретическая механика: в 2 т. / П. Аппель; пер. с 6-го франц. изд. И. Г. Малкина. – М.:

Физматгиз, 1960. – Т. 2: Динамика системы. Аналитическая механика. – 487 с.

7. Евграфов, А. Н. Аэродинамика колесных машин / А. Н. Евграфов, М. С. Высоцкий. – Минск: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001. – 368 с.

8. Фаробин, Я. Е. Теория поворота транспортных машин / Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.

9. Дубовик, Д. А. Повышение проходимости внедорожной машины посредством рационального привода колес управляемых мостов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Д. А. Дубовик. – Минск, 2003. – 253 с.

10. Ванцевич, В. В. Вторая (обратная) задача динамики как основа для построения теории движения мобильных машин / В. В. Ванцевич, М. С. Высоцкий // Доклады Национальной академии наук Беларуси. – 1998. – Т. 42, № 6. – С. 104–110.

Поступила 30.03.2006

УДК 622.684:622.874

РАЗВИТИЕ СИСТЕМ ПОДДЕРЖКИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВОДИТЕЛЕЙ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

Канд. техн. наук САВЧЕНКО В. В.

Институт механики и надежности машин НАН Беларуси

Исследования в области транспортной безопасности приводят к однозначному выводу: основной причиной большинства аварий и катастроф на транспорте является человеческий фактор, а именно ошибки водителей и диспетчеров. Понятно, что ошибки проектирования и изготовления транспортных средств или элементов инфраструктуры в конечном итоге тоже являются ошибками людей. И все же 90 % всех несчастных случаев обусловлены ошибками водителей. В 57 % происшествий человеческая ошибка – практически единственный фактор аварии (<http://www.ergogero.com/pages/roadaccidents.html>). Лишь 2,4 % несчастных случаев можно объяснить технической неисправностью, а неблагоприятная окружающая среда (например, гололед) полностью «ответственна» за 4,7 % дорожных происшествий, 35,9 % автопроисшествий происхо-

дят в силу сложного сочетания различных факторов.

Сегодня используются два основных пути повышения эффективности деятельности водителей автомобилей. Первый из них, основанный на учете психофизиологических характеристик водителя, связан с комплексной оптимизацией рабочей среды. Достаточно важен учет эргономических требований, предъявляемых к рабочим местам. Однако особенности деятельности водителей таковы, что, следуя лишь первым путем, не представляется возможным учитывать и контролировать информационные перегрузки, факторы монотонии, изменения функционального состояния, поведение в нештатных и аварийных ситуациях. Второй путь повышения надежности выполнения алгоритмов деятельности – это повышение надежности оператора как лица, принимающего