

УДК 629.017

ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ НЕПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС АВТОМОБИЛЯ НА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ ДВИГАТЕЛЯ

А.С. Мазин, инж., Национальная академия Национальной гвардии Украины, г. Харьков, М.А. Подригало, проф., д.т.н., В.И. Гацько, к.т.н., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. Рассмотрены ключевые вопросы влияния колебаний неподрессоренных масс автомобиля на дополнительные затраты энергии и, соответственно, на мощность автомобиля. Определена взаимосвязь между дисбалансом колес, биением колесных узлов и дополнительными затратами энергии двигателя на движение автомобиля.

Ключевые слова: дисбаланс, колебания неподрессоренных масс, затраты энергии.

ВПЛИВ КОЛИВАНЬ НЕПІДРЕСОРНИХ МАС АВТОМОБІЛЯ НА ДОДАТКОВІ ВИТРАТИ ЕНЕРГІЇ ДВИГУНА

О.С. Мазин, инж., Национальная академия Национальной гвардии Украины, м. Харьков, М.А. Подригало, проф., д.т.н., В.И. Гацько, к.т.н., Харьковський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Розглянуто ключові питання впливу коливань невідресорних мас автомобіля на додаткові витрати енергії та, відповідно, на потужність автомобіля. Визначено взаємозв'язок між дисбалансом коліс, биттям колісних вузлів та додатковими витратами енергії двигуна на рух автомобіля.

Ключові слова: дисбаланс, коливання невідресорних мас, витрата енергії.

EFFECT OF UNSPRUNG VEHICLE WEIGHT FLUCTUATIONS ON ADDITIONAL ENGINE ENERGY EXPENCE

A. Mazin, eng., National Academy of the National Guard of Ukraine, Kharkiv, M. Podrygalo, Prof., D. Sc. (Eng.), V. Gatsko, Cand. Sc. (Eng.), Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. The article deals with the key issues of the impact of vehicle unsprung weight oscillation on additional energy expense and respective vehicle power. The relationship between the imbalance of wheels, wheel assemblies beating and additional engine power expense on the car movement is determined. It was determined that the additional engine power does not depend on the vehicle speed, and additional energy is inversely proportional to the speed.

Key words: imbalance, unsprung mass, energy expenditure

Введение

Основной причиной вынужденных колебаний автомобиля являются дорожные неровности. При условии, что автомобиль исправен и его техническое состояние соответствует нормативным документам, другие причины возникновения указанных колебаний не имеют существенного значения.

Источниками высокочастотных колебаний подвески автомобиля являются биение и неуравновешенность колес. Они вызывают периодические силы или моменты, меняющиеся с угловой частотой, равной угловой скорости колес, и действующие всегда, в том числе и на дорогах с абсолютно ровной поверхностью.

В настоящей статье определено влияние колебаний неподрессоренных масс автомобиля на дополнительный расход энергии и мощности двигателя в том числе, при наличии биения и неуравновешенности колес.

Анализ публикаций

Неровности дороги являются основной причиной возникновения вынужденных колебаний автомобиля. Исследованию колебаний и плавности хода автомобиля посвящен классический труд Р.В. Ротенберга [1]. В указанной работе показано, что остальные причины имеют меньшее значение при условии, что автомобиль исправен и соответствует технической документации. Биение (эксцентриситет) и неуравновешенность (несбалансированность) колес вызывают периодические силы или моменты, меняющиеся с угловой частотой, равной угловой скорости вращения колёс, и действующие всегда, в том числе и на дороге с абсолютно ровной поверхностью [1]. Биение и неуравновешенность задних колёс влияют на вертикальные колебания автомобиля, а неуравновешенность передних колёс, кроме того, затрудняет управление автомобилем [1]. Подробно влияние дисбаланса шин и биения колесного узла на работу автомобиля и износ протектора рассмотрено в работе [2].

Влияние дорожных неровностей на сопротивление движению автомобиля, оценка расхода энергии на дорогах с твёрдым и деформируемым покрытием подробно рассмотрены в работе Н.Я. Говорущенко [3].

При составлении математической модели движения автомобиля автором указанной работы моделировались дорожные неровности в виде гармонической кривой. Затраты энергии и мощности двигателя на преодоление дорожных неровностей определялись на основе учета силового взаимодействия колес и неровностей дороги. Вопросы влияния биения и дисбаланса колес на дополнительные затраты энергии двигателя в указанных работах [1–3] не рассматривались.

Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колёс на затраты энергии двигателя исследовались в работе [4], но в ней не рассматривались потери энергии, обусловленные вертикальными колебаниями колёс.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является повышение точности оценки энергетических затрат на движение автомобиля путем оценки дополнительных затрат энергии, обусловленных колебаниями неподрессоренных масс при наличии биения колёсных узлов или дисбаланса колёс.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить дополнительные затраты энергии на движение автомобиля, обусловленные колебаниями неподрессоренных масс;
- определить взаимосвязь между дисбалансом колёс, биением колесных узлов и дополнительными затратами энергии двигателя на движение автомобиля.

Определение дополнительных затрат энергии

При силовом взаимодействии колес автомобиля с дорожными неровностями энергия удара переходит в увеличение потенциальной энергии поддрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля. Вследствие одного удара увеличение потенциальной энергии автомобиля можно определить как

$$\begin{aligned} W_{\text{пот}_1} &= W_{\text{пот}_1}^{\text{п}} + W_{\text{пот}_1}^{\text{н}} = \\ &= g(m_{\text{п}} \cdot A_{\text{п}} + m_{\text{н}} \cdot A_{\text{н}}), \end{aligned} \quad (1)$$

где $W_{\text{пот}_1}^{\text{п}}$ – изменение потенциальной энергии поддрессоренной массы автомобиля вследствие одного удара о дорожную неровность; $W_{\text{пот}_1}^{\text{н}}$ – изменение потенциальной энергии неподрессоренных масс автомобиля вследствие одного удара о дорожную неровность; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $A_{\text{п}}, A_{\text{н}}$ – амплитуды колебаний поддрессоренной и неподрессоренных масс автомобиля; $m_{\text{п}}, m_{\text{н}}$ – поддрессоренная и сумма неподрессоренных масс автомобиля.

Уравнение (1) составлено из условия того, что увеличение положения центров масс поддрессоренной и неподрессоренной частей автомобиля линейно связаны с энергией удара колес о препятствие (дорожную неровность). После подъема на максимальную величину (равную амплитуде колебаний) цен-

тры масс снижаются. При этом энергия колебаний рассеивается в амортизаторах. По этой причине в уравнении (1) отсутствует компонента, учитывающая потери энергии в амортизаторах (амортизаторы одностороннего действия).

За один период колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс дополнительная энергия, затраченная на преодоление дорожных неровностей, определяется уравнением (1). Дополнительная энергия, затраченная на преодоление дорожных неровностей за время t , будет равна

$$\Delta W = W_{\text{пот},t} = g \left(m_{\Pi} \cdot A_{\Pi} \frac{t}{T_{\Pi}} + m_{\text{H}} \cdot A_{\text{H}} \frac{t}{T_{\text{H}}} \right), \quad (2)$$

где T_{Π}, T_{H} – периоды вынужденных колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс.

Периоды колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс можно определить как

$$T_{\Pi} = \frac{2\pi}{\omega_{\Pi}}, \quad (3)$$

и

$$T_{\text{H}} = \frac{2\pi}{\omega_{\text{H}}}, \quad (4)$$

где $\omega_{\Pi}, \omega_{\text{H}}$ – круговые частоты колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс.

Учитывая соотношения (3) и (4), а также

$$t = \frac{S}{V_a}, \quad (5)$$

где S – пройденный автомобильный путь; V_a – линейная скорость автомобиля.

Преобразуем выражение (2) к виду

$$\Delta W = \frac{gS}{2\pi V_a} (m_{\Pi} \omega_{\Pi} \cdot A_{\Pi} + m_{\text{H}} \omega_{\text{H}} \cdot A_{\text{H}}); \quad (6)$$

преобразуем выражение (6) к виду

$$\Delta W = \frac{gS}{2\pi V_a} m_{\text{H}} \omega_{\text{H}} \times A_{\text{H}} \left(1 + \frac{m_{\Pi}}{m_{\text{H}}} \cdot \frac{\omega_{\Pi}}{\omega_{\text{H}}} \cdot \frac{A_{\Pi}}{A_{\text{H}}} \right). \quad (7)$$

При проектировании подвески автомобиля необходимо стремиться к тому, чтобы величина $\frac{A_{\Pi}}{A_{\text{H}}}$ стремилась к нулю. У идеальной

подвески $\frac{A_{\Pi}}{A_{\text{H}}} = 0$. Поэтому выражение в

скобках в уравнении (7) назовём коэффициентом учёта влияния колебаний поддрессоренной массы $K_{\text{ВП}}$.

В этом случае выражение (7) преобразуется к виду

$$\Delta W = \frac{gS}{2\pi V_a} m_{\text{H}} \omega_{\text{H}} A_{\text{H}} K_{\text{ВП}}. \quad (8)$$

Из выражения (8) видно, что дополнительные затраты энергии на преодоление дорожных неровностей линейно связаны с пробегом S автомобиля. Дополнительная мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление дорожных неровностей

$$\Delta N_e = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} \frac{d\Delta W}{dt} = \frac{g}{\eta_{\text{тр}} \cdot 2\pi V_a} \times \\ \times m_{\text{H}} \omega_{\text{H}} A_{\text{H}} K_{\text{ВП}} \frac{dS}{dt} = \frac{g}{2\pi \cdot \eta_{\text{тр}}} m_{\text{H}} \omega_{\text{H}} A_{\text{H}} K_{\text{ВП}}, \quad (9)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии автомобиля.

Таким образом, дополнительная мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление дорожных неровностей, не зависит от скорости движения V_a в явном виде. Это влияние может проявиться через параметры $\omega_{\text{H}}, A_{\text{H}}$ и $K_{\text{ВП}}$.

Влияние дисбаланса колес на дополнительный расход энергии

Рассмотрим двухмассовую колебательную систему автомобиля (рис. 1) при наличии дисбаланса S_0 колеса. Возмущающим усилием, вызывающим колебания подвески, является вертикальная составляющая центробежной силы $P_{\text{ц}}$.

$$P_{\text{возм}} = S_0 \cdot \omega_{\text{кол}}^2 \cdot \cos(\omega_{\text{кол}} \cdot t), \quad (10)$$

где S_0 – дисбаланс колеса; $\omega_{\text{кол}}$ – угловая скорость колеса.

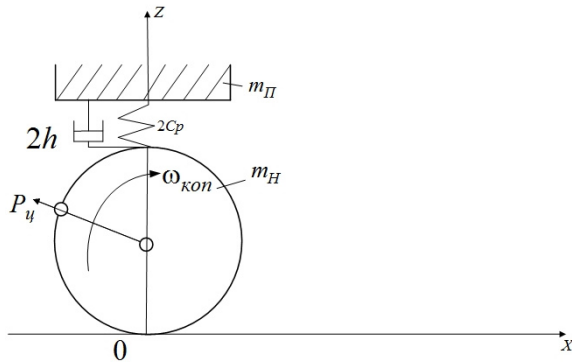


Рис. 1. Расчетная динамическая модель колебаний подвески автомобиля, вызываемых дисбалансом колеса

Уравнение колебаний неподдрессоренной массы имеет вид

$$m_H \ddot{z}_{m_H} + 2C_p (z_{m_H} - z_{m_П}) + 2h(\dot{z}_{m_H} - \dot{z}_{m_П}) = P_{возм} \quad (11)$$

где $z_{m_H}, \dot{z}_{m_H}, \ddot{z}_{m_H}$ – линейное перемещение, скорость и ускорение неподдрессоренной массы; $z_{m_П}, \dot{z}_{m_П}$ – линейное перемещение и скорость поддрессоренной части автомобиля; $2C_p$ – суммарная жесткость двух рессор; $2h$ – суммарный коэффициент сопротивления двух амортизаторов.

Рассматривая идеальную подвеску, у которой $z_{m_П} = 0$ и $\dot{z}_{m_П} = 0$, упростим уравнение (11)

$$m_H \ddot{z}_{m_H} + 2C_p z_{m_H} + 2h \dot{z}_{m_H} = P_{возм}; \quad (12)$$

разделив левую и правую части уравнения (12) на m_H , получим, с учетом соотношения (10),

$$\ddot{z}_{m_H} + 2n \dot{z}_{m_H} + k^2 z_{m_H} = \frac{S_0}{m_H} \omega_{кол}^2 \cos(\omega_{кол} \cdot t), \quad (13)$$

где $k = \sqrt{C_p / m_H}$; $n = h / 2m_H$ – круговая частота собственных колебаний неподдрессоренной массы.

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения 2-го порядка

$$z_{m_H} = \bar{z}_{m_H} + z_{m_{H0}}, \quad (14)$$

где \bar{z}_{m_H} – общее решение однородного дифференциального уравнения 2-го порядка; $z_{m_{H0}}$ – частное решение указанного дифференциального уравнения.

При вынужденных колебаниях системы с течением времени свободные колебания затухают и поэтому $\bar{z}_{m_H} = 0$. Частное решение уравнения (13) имеем в виде

$$z_{m_{H0}} = z_{m_H} = \frac{S_0 \cdot \omega_{кол}^2}{m_H} \times \frac{1}{\sqrt{(k^2 - \omega_{кол}^2)^2 + 4n^2 \omega_{кол}^2}} \times \sin(\omega_{кол} \cdot t + \alpha), \quad (15)$$

где α – фазовый сдвиг между колебанием возмущающей силы и колебанием неподдрессоренной массы

$$\alpha = \text{arctg} \left(\frac{k^2 - \omega_{кол}^2}{2n\omega_{кол}} \right). \quad (16)$$

Из уравнения (15) определяем амплитуду колебаний неподдрессоренной массы автомобиля

$$A_H = \frac{S_0 \omega_{кол}^2}{m_H \sqrt{(k^2 - \omega_{кол}^2)^2 + 4n^2 \omega_{кол}^2}}. \quad (17)$$

После подстановки выражения (17) в уравнение (8) при $K_{ВП} = 1$ (идеальная подвеска) получим уравнение для расчета дополнительных потерь энергии на движение автомобиля

$$\Delta W = \frac{g \cdot S_0 \cdot \omega_{кол}^3}{2\pi V_a} \times \frac{S}{\sqrt{(k^2 - \omega_{кол}^2)^2 + 4n^2 \omega_{кол}^2}}. \quad (18)$$

Учитывая, что

$$V_a = \omega_{кол} \cdot r_k, \quad (19)$$

где r_k – кинематический радиус колес,

преобразуем (18) к виду

$$\Delta W = \frac{1}{2\pi r_k} \frac{g \cdot S_0 \cdot \omega_{\text{кол}}^2 \cdot S}{\sqrt{(k^2 - \omega_{\text{кол}}^2)^2 + 4n^2 \omega_{\text{кол}}^2}}. \quad (20)$$

Используя соотношение (19), выразим $\omega_{\text{кол}}$ через линейную скорость автомобиля V_a . В этом случае выражение (20) примет следующий вид:

$$\Delta W = \frac{V_a^2 \cdot g \cdot S_0 \cdot S}{2\pi \cdot r_k^3 \sqrt{(k^2 - V_a^2 / r_k^2)^2 + 4n^2 V_a^2 / r_k^2}}. \quad (21)$$

Дополнительная мощность, затрачиваемая двигателем

$$\begin{aligned} \Delta N_e &= \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} \frac{d\Delta W}{dt} = \\ &= \frac{V_a^3 \cdot g \cdot S_0}{2\pi \cdot r_k^3 \eta_{\text{тр}} \sqrt{(k^2 - V_a^2 / r_k^2)^2 + 4n^2 V_a^2 / r_k^2}}. \end{aligned} \quad (22)$$

С помощью уравнений (21) и (22) можно определить дополнительные затраты энергии на движение и мощность двигателя, обусловленные колебаниями неподрессоренных масс автомобиля при наличии дисбаланса колёс. Результаты получены с допущением того, что подвеска автомобиля идеальная и колебания подрессоренной массы отсутствуют ($A_{\text{П}} = 0$). Дополнительные затраты энергии линейно связаны с пробегом автомобиля и пропорциональны квадрату скорости движения, а дополнительные затраты мощности двигателя пропорциональны кубу скорости движения. Дополнительные затраты как энергии, так и мощности зависят от дисбаланса S_0 колёс.

При оценке влияния радиального биения колесных узлов на величину дополнительной энергии, затрачиваемой на движение автомобиля, необходимо в уравнение (8) вместо $A_{\text{Н}}$ подставить величину рассматриваемого биения. Аналогичную замену в уравнении (9) нужно осуществить при определении дополнительных затрат мощности двигателя.

В качестве примера рассмотрим колебания переднего моста автомобиля Урал-4320, вследствие появления суммарного дисбалан-

са двух направляющих колёс, равного $S_{0\Sigma} = 0,190$ кгГм.

В табл.1 приведены исходные расчетные данные для рассматриваемого примера.

Следует отметить, что при решении дифференциального уравнения (13) необходимо учитывать, что коэффициенты $2h$ и $2n$ отличаются по величине при ходе сжатия и ходе отдачи [1] (табл. 1). Поскольку на большинстве автомобилей применяются амортизаторы одностороннего действия, то величины $2h$ и $2n$ при ходе отдачи примерно в четыре раза больше, чем при ходе сжатия [1]. Нас интересует первая четверть периода колебаний подрессоренной массы. Поэтому в расчетные формулы (21) и (22) нужно подставить значения коэффициента демпфирования, соответствующие ходу отдачи.

Таблица 1 Исходные расчетные данные для переднего моста автомобиля Урал-4320

Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
Масса неподрессоренной части	$m_{\text{Н}}$	кг	1200
Суммарная жесткость передних колес	$2Cp_1$	кН/м	323,7 3
Суммарный коэффициент сопротивления амортизаторов	$2h$	$\frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}}$	5,690* 1,422**
Собственная круговая частота колебаний неподрессоренной массы	$k = \sqrt{\frac{2Cp_1}{m_{\text{Н}}}}$	с^{-1}	16,42
Коэффициент демпфирования колебаний	$n = \frac{h}{2m_{\text{Н}}}$	с^{-1}	4,742* 1,185**

Примечания: * значение параметра при ходе отдачи; **значение параметра при ходе сжатия.

На рис. 2 и 3 представлены графики зависимостей $\Delta W(V_a)$ и $\Delta N_e(V_a)$ для автомобиля Урал-4320 при суммарном дисбалансе передних направляющих колес $S_{0\Sigma} = 0,190$ кгГм. Анализ последних источников показывает, что в точке резонанса, соответствующей ско-

рости движения автомобиля $V_a = 9,112$ м/с (32,8 км/ч), происходит резкое возрастание дополнительных затрат энергии на движение автомобиля и мощности двигателя $\Delta W = 741$ кДж и $\Delta N_e = 84$ Вт. В остальных точках указанных графиков величины ΔW и ΔN_e незначительны.

В процессе эксплуатации автомобиля ухудшается его техническое состояние, в том числе и амортизаторов. На рис. 4 и 5 приведены графики зависимостей $\Delta W(V_a)$ и $\Delta N_e(V_a)$ для случая, когда коэффициент демпфирования амортизаторов на ходе сжатия уменьшается, например, от $2n = 1,185$ с⁻¹ до $2n = 0,2$ с⁻¹.

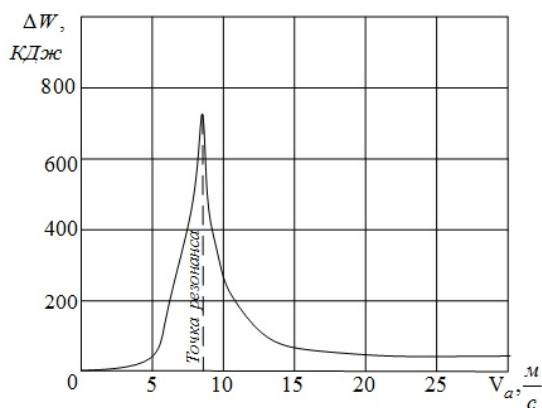


Рис. 2. Зависимость $\Delta W(V_a)$ для автомобиля Урал-4320 при суммарном дисбалансе передних направляющих колес $S_{0\Sigma} = 0,190$ кгм. Расчет выполнен при $S = 100$ км

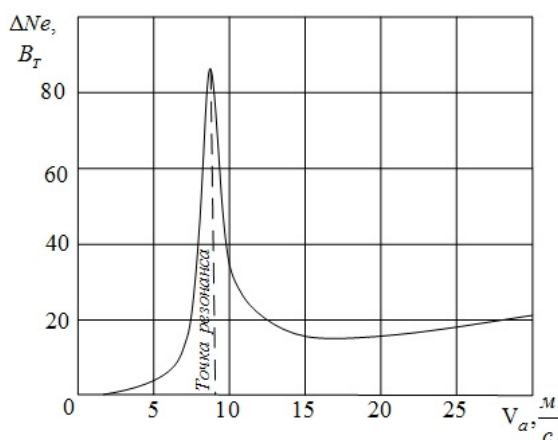


Рис. 3. Зависимость $\Delta N_e(V_a)$ для автомобиля Урал-4320 при суммарном дисбалансе передних направляющих колес $S_{0\Sigma} = 0,190$ кгм

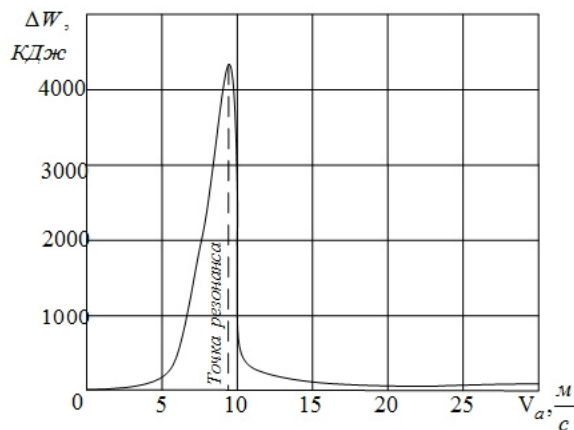


Рис. 4. Зависимость $\Delta W(V_a)$ для автомобиля УРАЛ-4320 (при $S_{0\Sigma} = 0,190$ кгм передних колес) при падении коэффициента демпфирования до величины $2n = 0,2$ с⁻¹. Расчет выполнен при $S = 100$ км

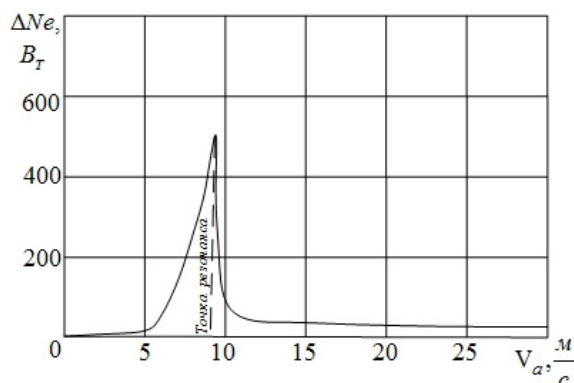


Рис. 5. Зависимость $\Delta N_e(V_a)$ для автомобиля Урал-4320 (при $S_{0\Sigma} = 0,190$ кгм передних колес) при падении коэффициента демпфирования до величины $2n = 0,2$ с⁻¹

Анализ графиков, приведенных на указанных рисунках, показывает, что изменение технического состояния амортизаторов, сопровождающееся падением коэффициента демпфирования, приводит к резкому увеличению ΔW и ΔN_e в точке резонанса при скорости движения автомобиля $V_a = 9,112$ м/с (32,8 км/ч).

Дополнительный расход энергии ΔW на движение автомобиля увеличивается от 741 кДж до 4387 кДж, а дополнительный расход мощности двигателя – от 85 Вт до 500 Вт. В остальных точках указанных зави-

симостей снижение величины $2n$ не влияет на изменение ΔW и ΔN_e .

Выводы

Полученные аналитические выражения позволяют определять дополнительный расход энергии на движение автомобиля и дополнительный расход мощности двигателя, обусловленный колебаниями неподрессоренных масс. Определено, что дополнительная мощность двигателя не зависит от скорости автомобиля, а дополнительная энергия – обратно пропорциональна скорости движения.

Полученные аналитические выражения позволили на примере грузового автомобиля Урал-4320 определить дополнительные затраты энергии на движение и мощности двигателя при суммарном дисбалансе передних направляющих колёс $S_{0\Sigma} = 0,190$ кгм. Указанные затраты резко возрастают при движении автомобиля в резонансном режиме при $V_a = 9,112$ м/с (32,8 км/ч) и составляют $\Delta W_{\max} = 741$ кДж (на 100 км пробега) и $\Delta N_e = 84$ Вт.

Техническое состояние амортизаторов при дисбалансе колёс оказывает существенное влияние на дополнительные расход энергии на движение автомобиля и мощность двигателя только в резонансном режиме. При других скоростных режимах изменение технического состояния амортизаторов не оказывает влияния на увеличение ΔW и ΔN_e . Для автомобиля Урал-4320, двигающегося в резонансном режиме при $V_a = 9,112$ м/с (32,8 км/ч), уменьшение коэффициента демпфирования амортизаторов при ходе

сжатия от $2n = 1,185$ с⁻¹ до $2n = 0,2$ с⁻¹ приводит к увеличению ΔW от 741 кДж до 4387 кДж, а ΔN_e – от 85 Вт до 500 Вт.

При проведении дальнейших исследований авторы считают необходимым уточнить динамическую и математическую модели рассматриваемого объекта с учетом колебаний поддрессоренной массы автомобиля и межлистового трения в листовых рессорах.

Литература

1. Ротенберг Н.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Н.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
2. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др.; под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
3. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей / Н.Я. Говорущенко. – К.: Вища школа, 1971. – 232 с.
4. Подригало М.А. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на затраты энергии двигателя / М.А. Подригало, А.С. Мазин // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – 2015. – Вип. 2(26). – С. 10–14.

Рецензент: С.Н. Шуклинов, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 1 сентября 2016 г.