

УДК 629.017

М.А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харків;
Д.М. КЛЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;
Р.Ю. САЛЬНИКОВ, асп., ХНАДУ

ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА ЗАДНИХ ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Определен максимально допустимый дисбаланс задних ведущих колес в зависимости от максимально допустимого угла рыскания автомобиля. Получены аналитические выражения позволяющие определять максимально допустимый по условию ограничения угла рыскания автомобиля дисбаланс задних ведущих колес. На примере автомобиля КрАЗ-6322 определено, максимально допустимый дисбаланс на колесах автомобиля. Предлагаемый метод нормирования дисбаланса задних колес автомобилей учитывает не только массу и радиус колеса, но также и геометрические размеры автомобиля и упругие характеристики шин.

Ключевые слова: автомобиль, дисбаланс, угол рыскания, устойчивость.

Введение. Наличие дисбаланса ведущих колес влечёт за собой ухудшение эксплуатационных (функциональных) свойств автомобиля. В наибольшей степени дисбаланс колес оказывает влияние на устойчивость и управляемость автомобиля.

В настоящей статье определена взаимосвязь между величиной дисбаланса одного из ведущих колес и параметрами колебаний автомобиля в плоскости дороги, вызванных указанным дисбалансом. Получены аналитические выражения, связывающие величину дисбаланса одного из колес с углом рыскания автомобиля.

Анализ последних достижений и публикаций. Влияния дисбаланса направляющих колес на устойчивость, управляемость автомобиля рассмотрено в работе К.С. Колесникова [1]. Даже при движении автомобиля по шоссе с ровным покрытием направляющие колеса могут совершать вынужденные колебания от сил, возникающих при наличии дисбаланса колес. Эти колебания происходят как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях и являются вполне закономерными [1]. Если частота вращения колеса будет совпадать с собственной частотой системы, то возникнет резонанс и амплитуды колебаний возрастут до больших величин [1].

Дисбаланс может быть даже у хорошо сбалансированного колеса, если оно при монтаже плохо центрировано на ступице [1]. Исследованию влияния дисбаланса шин и колес на динамику автомобиля посвящены работы [2-5]. Определено, что хотя на устойчивость и управляемость автомобилей большое влияние оказывает дисбаланс передних направляющих колес, но и дисбаланс задних колес может также влиять на динамику и надежность машин.

В работе [6] для оценки устойчивости и управляемости автомобилей предложен новый критерий – частота свободных (собственных) колебаний автомобиля в плоскости дороги. В указанной работе [6] показано, что источником вынужденных колебаний автомобиля в плоскости дороги являются колебания направляющих колес, создаваемые водителем. Согласно проведенным исследованиям, результаты которых закреплены законодательно [7], максимальная частота вынужденных колебаний $\nu_{\text{вын}}$ не может превышать 0,7 Гц, что определяется психофизическими возможностями водителя.

Частота свободных колебаний двухосного автомобиля в плоскости дороги определяется следующей зависимостью [6]:

$$v_{\text{собств}} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{y1}/m_a}{\left(1 + \frac{c_{y1}}{c_{y2}}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{c_{y1} - b}{c_{y2} a} \right)^2 \right]}}, \quad (1)$$

де L – продольная колесная база автомобиля;

m_a – общая масса автомобиля;

c_{y1}, c_{y2} – суммарные боковые жесткости колес передней и задней осей автомобиля;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси;

a, b – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, проходящую через эти точки.

Дисбаланс задних колес автомобиля генерирует вынужденные колебания, частота которых зависит от скорости автомобиля [1]. При совпадении $v_{\text{вын}}$ и $v_{\text{собств}}$ возникает резонанс, приводящий к резкому увеличению амплитуды колебаний и ухудшению устойчивости и управляемости автомобиля. Представляет интерес определение взаимосвязи между величиной дисбаланса одного из ведущих колес и величиной амплитуды колебаний автомобиля в плоскости дороги.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение устойчивости автомобиля путем ограничения дисбаланса задних колес.

Для достижения указанной цели необходимо определить максимально допустимый дисбаланс задних ведущих колес в зависимости от максимально допустимого угла рыскания автомобиля.

Определение максимально допустимого дисбаланса задних колес. На рис. 1 приведена схема нагружения заднего ведущего моста автомобиля при наличии дисбаланса одного из ведущих колес.

Возмущающая сила, вызывающая появление момента в плоскости дороги

$$F_{\text{возм}} = F_{\text{дис}} \cdot \sin \beta k = m_{\text{дис}} \cdot r_{\text{дис}} \cdot \omega_k^2 \cdot \sin \beta k = S_{\text{дис}} \cdot \omega_k^2 \cdot \sin(\omega_k \cdot t). \quad (2)$$

где $S_{\text{дис}}$ – статический момент колеса относительно оси вращения (дисбаланс),

$$S_{\text{дис}} = m_{\text{дис}} \cdot r_{\text{дис}}. \quad (3)$$

Возмущающий момент

$$M_{\text{возм}} = F_{\text{возм}} \cdot \frac{B}{2} = 0,5 \cdot S_{\text{дис}} \cdot B \cdot \omega_k^2 \cdot \sin(\omega_k t), \quad (4)$$

где B – колея колес.

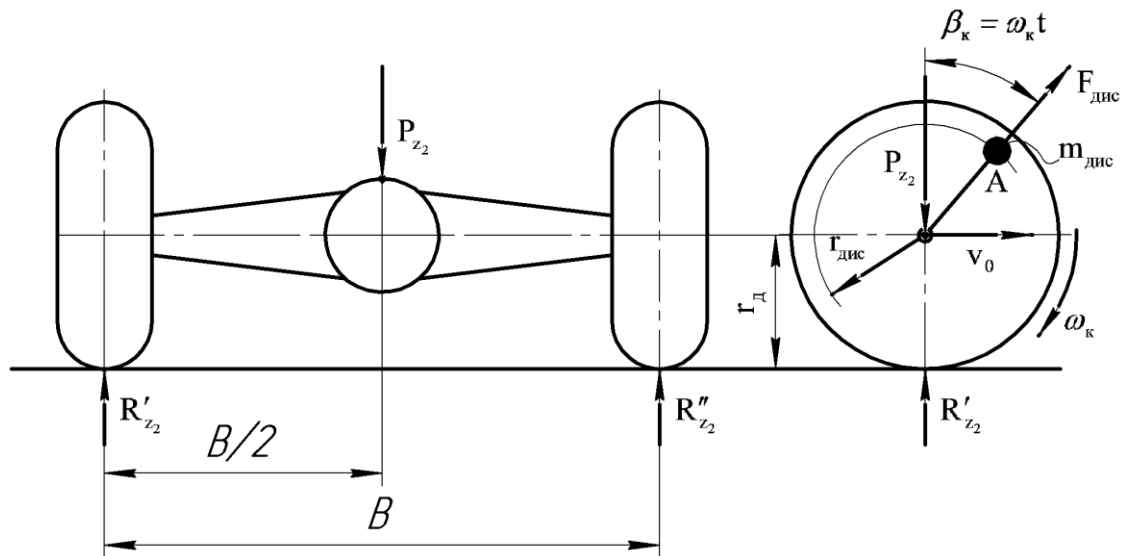


Рисунок 1 – Схема нагрзування заднього ведучого моста автомобіля при наявності дисбалансу одного з ведучих колес: P_{z_2} – суммарная нормальная загрузка на колеса моста; R'_{z_2} , R''_{z_2} – нормальные реакции дороги на отдельных колесах автомобиля; r_d – динамический радиус колеса; $m_{\text{диск}}$, $r_{\text{диск}}$ – условная точечная неуравновешенная масса на колесе и радиус ее расположения; ω_k , v_0 – угловая скорость колеса и линейная скорость его оси; $F_{\text{диск}}$ – неуравновешенная сила инерции на колесе, вызванная дисбалансом; B – колея задних колес

На рис. 2 приведена динамическая модель колебательной системы автомобиля в плоскости дороги.

Динамика вращательного движения автомобиля в плоскости дороги описывается следующим уравнением (см. рис. 2):

$$J_{zm} \cdot \ddot{\psi}_z + \gamma \dot{\psi}_z + c_{\text{угл}} \psi_z = M_{\text{возм}}, \quad (5)$$

где $\ddot{\psi}_z$, $\dot{\psi}_z$, ψ_z – угловые ускорение, скорость и перемещение автомобиля в плоскости дороги;

J_{zm} – момент инерции автомобиля относительно центра упругости M [6],

$$J_{zm} = J_{zm} + H^2 \cdot m_a = m_a \cdot (i_z^2 + H^2); \quad (6)$$

$c_{\text{угл}}$ – угловая жесткость автомобиля, обусловленная боковой жесткостью шин;

γ – коэффициент вязкого трения.

Преобразовав левую и правую части уравнения (5), получим с учетом (6)

$$\ddot{\psi}_z + \gamma \dot{\psi}_z + \frac{M}{m_a \cdot (i_z^2 + H^2)} \psi_z = \frac{M}{m_a \cdot (i_z^2 + H^2)}, \quad (7)$$

где k – круговая частота свободных (собственных) колебаний автомобиля в плоскости дороги,

$$k = \sqrt{\frac{c_{y_{гп}}}{J_{zm}}} ; \quad (8)$$

$2n$ – коэффициент демпфирования,

$$2n = \frac{\gamma}{J_{zm}} . \quad (9)$$

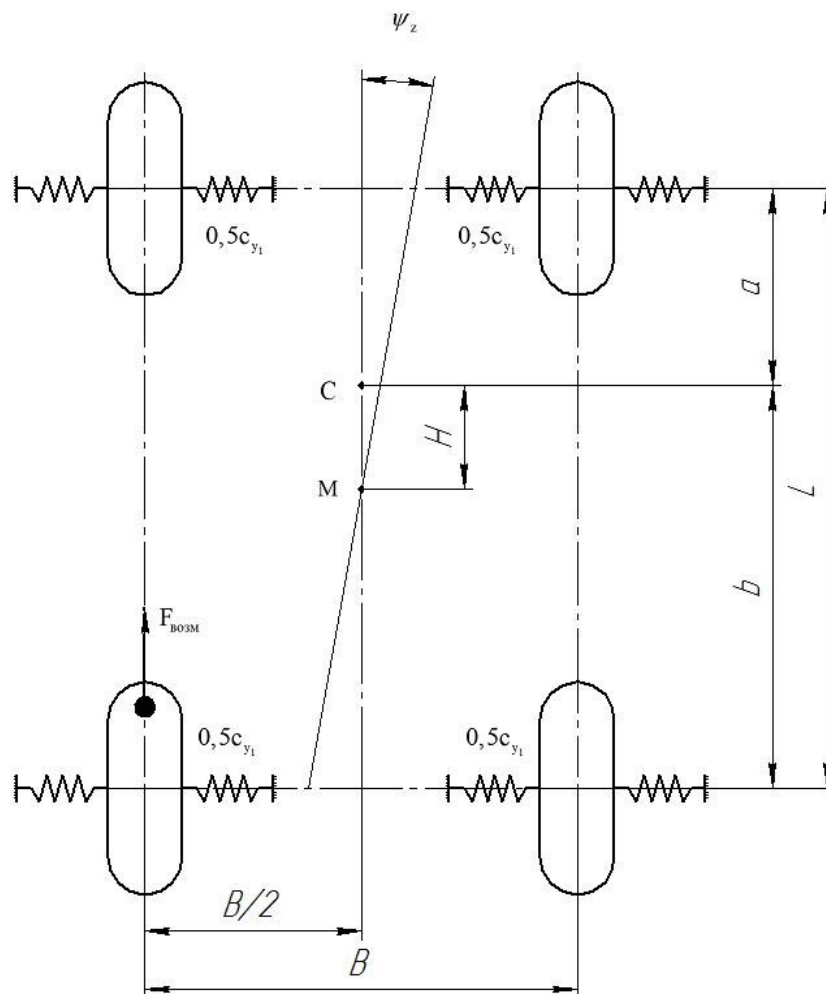


Рисунок 2 – Динамическая модель колебательной системы автомобиля в плоскости дороги: ψ_z – изменение курсового угла автомобиля в процессе колебаний; С – центр масс автомобиля; М – центр упругости автомобиля; Н – расстояние между центрами масс и упругости автомобиля

Подставляя выражение (4) в выражение (7), получим

$$\ddot{\psi}_z = \frac{0.5 \cdot S_{\text{диск}} \cdot B \cdot \omega_k^2}{m_a \cdot (i_z^2 + H^2)} \cdot \sin(\omega_k t). \quad (10)$$

При длительном времени действия возмущающего момента решение неоднородного дифференциального уравнения второго порядка (10) будет состоять только из частного решения, имеющего вид

$$\psi_z = \frac{S_{\text{диск}} \cdot B \cdot \omega_k^2}{2m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \sqrt{(k^2 - \omega_k^2)^2 + 4n^2 \omega_k^2}} \cdot \sin(\omega_k t - \Delta). \quad (11)$$

где Δ – угол сдвига по фазе между колебаниями автомобиля и возмущающего момента,

$$\Delta = \arctg\left(\frac{2n \cdot \omega_k}{k^2 - \omega_k^2}\right). \quad (12)$$

Амплитуда колебаний автомобиля в плоскости дороги

$$A_\psi = \psi_{z\text{max}} = \frac{S_{\text{диск}} \cdot B \cdot \omega_k^2}{2m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \sqrt{(k^2 - \omega_k^2)^2 + 4n^2 \omega_k^2}}. \quad (13)$$

Угловая скорость колеса

$$\omega_k = \frac{v}{r_k}, \quad (14)$$

где v – скорость движения автомобиля;

r_k – кинематический радиус ведущего колеса.

Координата H центра упругости автомобиля в плоскости дороги находится по известной [6] формуле

$$H = \frac{a \cdot c_{y1} - b \cdot c_{y2}}{c_{y1} + c_{y2}}. \quad (15)$$

Радиус инерции может быть определен по формуле [8]

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} ab + \frac{B^2}{12}}. \quad (16)$$

С увеличением v происходит увеличение ω_k и $\psi_{z\max}$. Из уравнения (13) определяем с учетом (14)

$$S_{\text{дис}} = 2\psi_{z\max} \frac{m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \cdot r_k^2}{B \cdot v^2} \sqrt{\left(k^2 - \frac{v^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{v^2}{r_k^2}}. \quad (17)$$

Максимально допустимый дисбаланс колеса $[S_{\text{дис}}]$ должен определяться при $v = v_{\max}$. Кроме того, необходимо учитывать дисбаланс на втором колесе. Расположение неуравновешенных масс на левом и правом колесах может быть различным. В работе [9] приводится пример самосинхронизации роторов вибраторов.

Самосинхронизация роторов – явление автоматического поддержания равенства угловых скоростей и фаз отдельных вибраторов при отсутствии кинематических связей. Разность углов β'_k и β''_k (см. рис. 1) колес заднего ведущего моста, учитывая степень свободы, создаваемую межколесным дифференциалом, в наихудшем случае равна 180° . В этом случае допустимый дисбаланс одного колеса равен

$$[S_{\text{дис}}] = 0,5S_{\text{дис}} = [\psi_z] \frac{m_a \cdot (i_z^2 + H^2) \cdot r_k^2}{B \cdot v_{\max}^2} \sqrt{\left(k^2 - \frac{v_{\max}^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{v_{\max}^2}{r_k^2}}. \quad (18)$$

где $[\psi_z]$ – максимально допустимое значение угла рыскания автомобиля. На рис. 3 приведен график зависимости максимально допустимого дисбаланса заднего ведущего колеса автомобиля от максимально допустимого угла рыскания

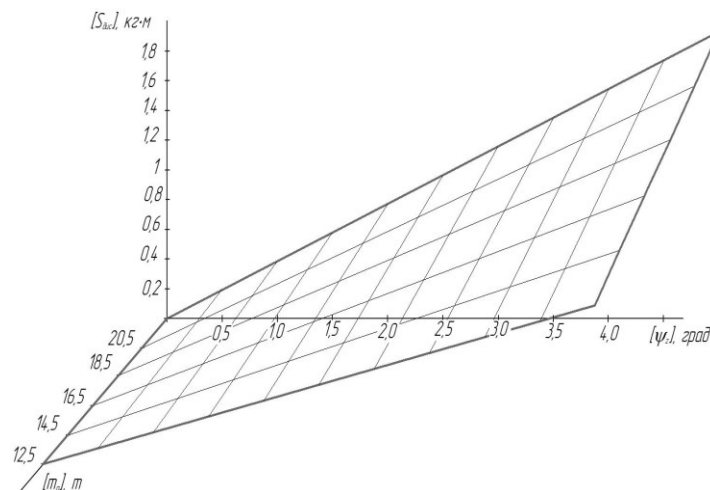


Рисунок 3 – График зависимости максимально допустимого дисбаланса заднего ведущего колеса автомобиля от максимально допустимого угла рыскания

Выводы.

1. Полученные аналитические выражения позволяют определять максимально допустимый по условию ограничения угла рыскания автомобиля дисбаланс задних ведущих колес.

2. В отличие от ранее известных, предлагаемый метод нормирования дисбаланса задних колес автомобилей учитывает не только массу и радиус колеса, но также и геометрические размеры автомобиля, и упругие характеристики шин.

3. На примере автомобиля КраЗ-6322 определено, что максимально допустимый дисбаланс на колесах автомобиля составляет 1,8 кг м при максимальной массе 22,5 т.

Список литературы: 1. Колесников К.С. Автоколебание управляемых колес автомобиля /К.С. Колесников. – М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1955. –238 с. 2. Юрченко А.Н. Автомобильные шины. Требования. Эксплуатация. Износ / А.Н. Юрченко. – Харьков: С.А.М., 2003. – 115 с. 3. Влияние дисбаланса шин и колес на работу автомобиля // Труды НАМИ, вып. 146. – М.: НАМИ, 1974. – 85 с. 4. Николаев В.А. Исследование влияния дисбаланса колес легковых автомобилей на износ шин / В.А. Николаев., В.С. Яресько // Труды МАДИИ, вып. 35. – М.: МАДИ, 1972. – с. 15-20. 5. Носенков Н.Г. Балансировка управляемых колес / Н.Г. Носенков, М.И. Головнеер и др. // Автомобильный транспорт. – 1965. – №10. – с. 41–42. 6. Подригало М.А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – с. 42–48. 7. Электронные системы контроля устойчивости: ECE TRANS 180 Add. 8. Введены в глобальный регистр 2008-06-26. Женева: Глобальный регистр. Организация объединенных наций, 2008. – 116 с. 8. Подригало М.А. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования / [М.А. Подригало, В.П. Волков] // Автомобильная промышленность, 2003. – №6. – с. 19-22. 9. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М.: Наука, 1987. – 352 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kolesnikov K.S. Avtokolebanie upravljajemyh koles avtomobilja. Moscow: Gosudarstvennoe izd-vo tehniko-teoreticheskoy literatury, 1955. 2. Jurchenko A.N. Avtomobil'nye shiny. Trebovanija. Jekspluatacija. Iznos. Kharkiv: S.A.M., 2003. 3. "Vlijanie disbalansa shin i koles na rabotu avtomobilja." Trudy NAMI, No. 146. Moscow: NAMI, 1974. 4. Nikolaev V.A. Issledovanie vlijanija disbalansa koles legkovyh avtomobilej na iznos shin. Trudy MADII, No. 35. Moscow: MADI, 1972. 5. Nosenkov N.G. Balansirovka upravljajemyh koles. Avtomobil'nyj transport. No.10. 1965. 6. Podrigalo M.A. Obespechenie upravljaemosti i ustojchivosti avtomobilej pri ustanovivshemsja dvizhenii. Vestnik HNADU. Sbornik nauchnyh trudov. Kharkov: Izd-vo HNADU, No. 60, 2013. 7. Jelektronnye sistemy kontrolja ustojchivosti: ECE TRANS 180 Add. 8. Vvedeny v global'nyj registr 2008-06-26. Zheneva: Global'nyj registr. Organizacija obedinennyh nacij, 2008. 8. Podrigalo M.A. Opredelenie radiusov inercii avtomobilja na stadii ego proektirovanija. Avtomobil'naja promyshlennost. No. 6, 2003. 9. Panovko Ja.G. Ustojchivost' i kolebanija uprugih sistem. Sovremennye koncepcii, paradoksy i oshibki. Moscow: Nauka, 1987.

Поступила (received) 02.03.2015