

УДК 629.113.075

Ю. Н. Санкин, доктор технических наук, профессор, Ульяновский государственный технический университет
С. В. Ромашков, аспирант, Ульяновский государственный технический университет

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПассаЖИРОВ НА КУРСОВУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Рассматривается курсовая устойчивость автомобиля, загруженного пассажирами, при нелинейном взаимодействии с дорожным покрытием. Оценка критической скорости автомобиля основана на использовании матричного частотного критерия устойчивости. Используется конечный элемент в виде двух сосредоточенных масс, соединенных упругими элементами, – либо пружинами, либо стержнями, где учитываются распределенные массы, жесткость и демпфирование.

Ключевые слова: устойчивость автомобиля, критическая скорость автомобиля, колебания, динамическая модель, влияние пассажиров.

Показатели плавности хода связаны с ощущениями или чувствительностью пассажира к воздействию окружающей среды. Комфортабельность езды зависит главным образом от колебаний автомобиля, которые могут возбуждаться различными источниками, включая неровности, аэродинамические силы и вибрации двигателя и трансмиссии. Обычно неровности поверхности действуют как основной источник вибрации машины.

Целью изучения плавности хода машины является определение основных параметров колебаний машины, при которых ощущения пассажиров или дискомфорт не превышают определенного уровня. При этом важно знать реакцию человека на колебания автомобиля, характер этих колебаний и характеристики неровностей опорной поверхности.

Имея определение специфического критерия комфортабельности езды, конструкторы должны выбирать соответствующую систему подвески, чтобы обеспечить уровень колебаний машины ниже установленных пределов при эксплуатации в определенном диапазоне дорожных условий.

При проектировании автомобиля необходимо оперативно оценивать влияние параметров конструкции. С этой целью создаются простейшие модели. Ранее таковыми являлись модели с двумя или тремя степенями свободы. С развитием вычислительной техники, когда система динамических уравнений формируется автоматически, подобной простейшей моделью уже можно, например, считать модели с $6 \times 3 = 18$ степенями свободы.

В работе рассматривается динамическая модель автомобиля в виде произвольной пространственной системы твердых тел, соединенных упругими элементами, которые могут быть и стержнями. В стержнях учитывается их распределенная масса и рассеяние энергии. Пассажиры также представляются как совокупность твердых тел, соединенных упругими элементами.

Для динамического расчета упругой системы автомобиля используется частотный метод, основанный на обработке АФЧХ упругой системы, построенной при помощи конечного элемента в виде двух сосредоточенных масс конечных размеров [1, 2], со-

единенных либо стержнем, либо невесомой пружиной (рис. 1).

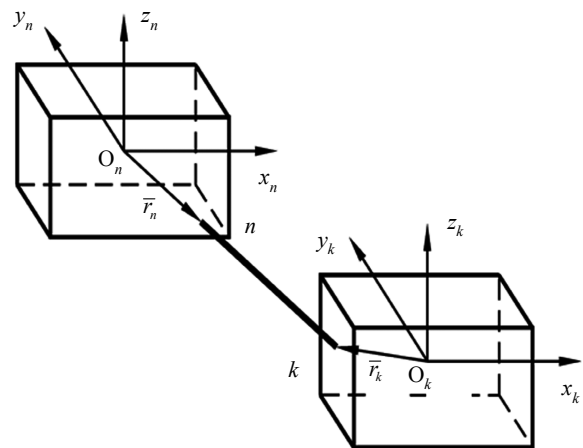


Рис. 1. Конечный элемент, состоящий из двух масс (k и n), соединенных упругим элементом

Уравнение колебаний узлов в перемещениях, преобразованных по Лапласу [3], записывается в виде характерной строки [2]:

$$(M_k p^2 + \sum_i L_k^T C_{nk}^i L_k) U_{0k} - \sum_i L_k^T C_{nk}^i L_n U_{0n} = f(p) + f_1 + f_2 p - L_k^T C_{nk} L_n [U_k], \quad (1)$$

где p – параметр преобразования Лапласа; C – матрица сосредоточенных жесткостей упругих элементов; U_{0k} – перемещение k -го узла; U_{0n} – перемещение n -го узла; i – количество упругих элементов, соединяющих тела;

$$M_k = \begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -J_{yx} & J_y & -J_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -J_{zx} & -J_{zy} & J_z \end{pmatrix} \quad \text{– матрица инерции } k\text{-го}$$

узла;

$$L_n = \begin{pmatrix} 100 & 0 & z_{ni} & -y_{ni} \\ 0 & 10 & -z_{ni} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad L_k = \begin{pmatrix} 100 & 0 & z_{ki} & -y_{ki} \\ 0 & 10 & -z_{ki} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

матрицы переноса линейного перемещения узлов, где x, y, z – расстояния до центра масс соответствующего твердого тела; $f(p)$ – действующая сила, преобразованная по Лапласу; f_1 – величины, зависящие от начального значения скоростей; f_2 – величины, зависящие от начального значения перемещений.

Геометрический смысл матриц L_n, L_k заключается в том, что с их помощью определяются поля малых перемещений точек твердого тела через три проекции малого перемещения полюса и три проекции малых углов поворота вокруг полюса (рис. 2).

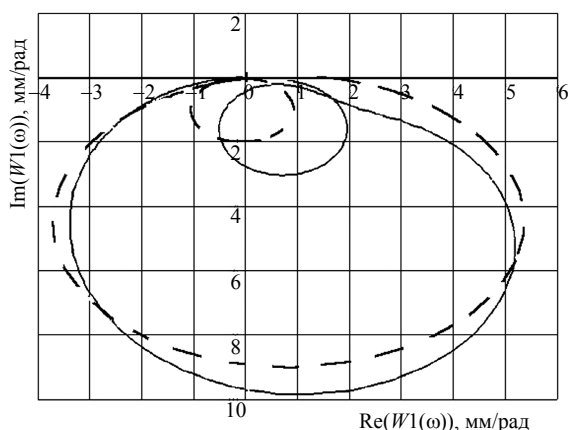


Рис. 2. АФЧХ упругой системы автомобиля: штриховая – простейшая трехмассовая модель автомобиля (два моста и жестко связанные кузов, рама и двигатель); сплошная – после добавления в нее пассажиров (четыре человека) и выделения двигателя как отдельного узла, соединенного с рамой упругими элементами

Динамическую систему автомобиля и уравнения движения (1) можно рассматривать как совокупность конечных элементов, в виде двух масс, соединенных произвольным количеством упругих стержней с распределенными параметрами. Данный элемент можно использовать для описания упругого стыка, если рассматривать стык как некоторый фиктивный стержень [2].

Пусть твердые тела соединены между собой сосредоточенными жесткостями: $C_x, C_y, C_z, C_x^\phi, C_y^\phi, C_z^\phi$. Первые три жесткости препятствуют линейным смещениям, а три других – угловым.

Решая полученные уравнения (1) относительно неизвестных перемещений U при $p = i\omega$, где ω – частотный параметр, строятся амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ) для интересующих нас точек упругой системы автомобиля.

На комплексной плоскости точки вектора $W1(i\omega)$ образуют кривую, называемую АФЧХ системы. Данная кривая может служить средством для исследова-

ования рассеяния энергии, а также для приближенного моделирования сложных механических систем.

По построенным АФЧХ определяем соответствующие минимальные значения амплитуды – это величины, близкие к резонансной частоте; затем сравниваем эти величины с парциальными частотами отдельных узлов: если эти величины близки, то можно говорить, что данный виток определяется, например, рамой, двигателем или передним (задним) мостом.

Динамическое влияние пассажиров [4] не проявляется, но оказывает влияние на значения собственной частоты и распределение витков АФЧХ.

С целью установления характера АФЧХ сравниваем значения частоты первого и второго витка со значением соответствующих парциальных частот. Так, например, первая парциальная частота равна [4, 5, 6]

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_\Sigma}{m_{куз}}} = \sqrt{\frac{4C_{рес}}{m_{куз}}} = 10,6.$$

Соответствующая частота на АФЧХ равна $9,6 \text{ с}^{-1}$. Это позволит говорить, что первый виток АФЧХ соответствует колебаниям кузова.

Второй виток АФЧХ близок к парциальной частоте переднего моста [4, 6]

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{C_\Sigma}{m_{мост}}} = \sqrt{\frac{2C_{шин} + 2C_{рес}}{m_{мост}}} = 43,2.$$

Соответствующая частота на АФЧХ (рис. 2) равна 55 с^{-1} . При этом можно говорить, что второй виток соответствует колебаниям переднего моста.

По установленным нормам частота колебаний кузова не должна превышать частоты шагов человека при ходьбе, которая примерно равна $0,8 \text{ Гц}$, или $5,03 \text{ с}^{-1}$. Соответственно, нужно изменить жесткость рессор, чтобы повысить комфортабельность автомобиля и достичь оптимального демпфирования.

Если мы начинаем усложнять модель, варьировать свойствами материалов (пружин и т. п.), добавляя новые элементы, в том числе пассажиров, характеристики начинают изменяться в зависимости от количества человек и их расположения в салоне машины.

Для построения переходного процесса используется численное преобразование Фурье. Результат получается численным интегрированием при $t = 0 \dots \infty$ по формуле

$$u(x, y, z, \varphi, t) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty \text{Re}(W(i\omega)e^{i\omega t}) d\omega. \quad (2)$$

На рис. 3 показаны переходные процессы, при различном демпфировании в амортизаторах, при наезде левым передним колесом на единичное препятствие.

Соответственно, для графика переходного процесса усложненной динамической модели автомобиля (содержащей двигатель и пассажиров) кривая 2 имеет первую собственную частоту, равную $1,05 \text{ Гц}$, и неоптимальный относительный коэффициент демп-

фирования $\nu = 0,145$. Подбираем коэффициент демпфирования из условия отсутствия максимума у коэффициента динамичности и получаем кривую 1, которая соответствует первой собственной частоте (0,8 Гц) и демпфированию, когда $\nu = \frac{\sqrt{2}}{2}$.

Одним из способов повышения курсовой устойчивости является правильный выбор параметров подвески основных агрегатов автомобиля (кузова, двигателя) к несущему шасси.

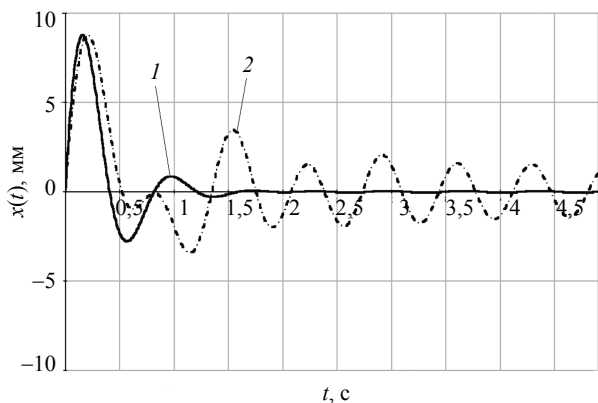


Рис. 3. Графики переходных процессов: 1 – модель с учетом динамических характеристик пассажиров и оптимальном демпфировании в подвеске $\left(\nu = \frac{\sqrt{2}}{2}\right)$; 2 – простая трехмассовая модель

Одним из путей решения проблемы является применение частотного метода, основанного на преобразовании Лапласа. Дифференциальные уравнения преобразуются по Лапласу при ненулевых начальных условиях. Полученная система уравнений решается при $p = i\omega$, где p – параметр преобразования Лапласа; ω – частотный параметр. Строятся амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ). Переходный процесс определяется с помощью обратного преобразования Лапласа, используя численное интегрирование или представление АФЧХ в виде колебательных звеньев [3].

Основные допущения предлагаемой методики расчета:

1. Колебания агрегатов, вызванные возмущением, происходят в направлении действия этого возмущения.
2. В силу малости перемещений центров инерции, величины моментов инерции считаются постоянными.
3. Не учитываются упругие деформации агрегатов.
4. Агрегаты автомобиля представляются твердым телом, установленным на абсолютно жесткой раме с помощью упругих опор. Характеристики виброопор (жесткость и демпфирование) линейные [4].
5. Пренебрегаем взаимными колебаниями агрегатов автомобиля, вызванных работой ДВС.

Неголономная связь шин с дорогой является важной характеристикой, описывающей боковое скольжение шины по дорожному покрытию. Допустим, боковая сила F , приложенная к колесу, вызывает отклонение проекции центра колеса на дорожное

покрытие от центра площадки соприкосновения с дорожным профилем на величину Δ . При определенной жесткости H колеса Δ служит мерой силы F , так как $F = H\Delta$. Если колесо катится, то деформация Δ порождает пропорциональный ей угол бокового увода колеса, который определяется соотношением $\varepsilon = \beta\Delta$, где β – коэффициент, зависящий только от геометрии деформированного колеса.

Тогда уравнения неголономной связи шин с дорожным покрытием запишутся в виде [5]

$$\begin{aligned} \beta_1 X + (1 + \beta_1 a_1) \Theta - \beta_1 x - \frac{1}{V} \frac{dx}{dt} - \beta_1 a_1 \theta - \frac{a_1}{V} \frac{d\theta}{dt} &= 0; \\ \beta_2 X + (1 - \beta_2 a_2) \Theta - \beta_2 x - \frac{1}{V} \frac{dx}{dt} + \beta_2 a_2 \theta + \frac{a_2}{V} \frac{d\theta}{dt} &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где X, x, Θ, θ – линейные и угловые перемещения, соответственно, рамы и шин; a_1, a_2 – расстояние от положения центра тяжести до передней и задней осей; β_1, β_2 – коэффициент деформации шин передней и задней оси; V – скорость движения автомобиля.

Если рассматривать только плоское движение масс, из которых составлена модель автомобиля, то, объединяя модель Рокара [5] и дифференциальные уравнения плоского движения упругой системы автомобиля, получим систему уравнений [6]:

$$\begin{aligned} M_p \ddot{X} + 2(H_1 + H_2)X + 2(H_1 a_1 - H_2 a_2) \Theta - \\ - 2(H_1 + H_2)x - 2(H_1 a_1 - H_2 a_2) \theta + \sum_r b_{i0}^r [(\dot{X} + l_{i0}^r \dot{\Theta}) - \\ - (\dot{X}_i + l_{0i}^r \dot{\Theta}_i)] + \sum_r c_{i0}^r [(X + l_{i0}^r \Theta) - (X_i + l_{0i}^r \Theta_i)] &= F; \\ J \ddot{\Theta} + 2(H_1 a_1 - H_2 a_2)X + 2(H_1 a_1^2 + H_2 a_2^2) \Theta - \\ - 2(H_1 a_1 - H_2 a_2)x - 2(H_1 a_1^2 + H_2 a_2^2) \theta + \\ + \sum_r b_{i0}^r l_{i0}^r [(\dot{X} + l_{i0}^r \dot{\Theta}) - (\dot{X}_i + l_{0i}^r \dot{\Theta}_i)] + \\ + \sum_r c_{i0}^r l_{i0}^r [(X + l_{i0}^r \Theta) - (X_i + l_{0i}^r \Theta_i)] &= M; \\ m_i \ddot{X}_i + b_i \dot{X}_i + \sum_r b_{0i}^r [(\dot{X}_i + l_{0i}^r \dot{\Theta}_i) - (\dot{X} + l_{i0}^r \dot{\Theta})] + \\ + \sum_r c_{0i}^r [(X_i + l_{0i}^r \Theta_i) - (X + l_{i0}^r \Theta)] &= 0; \\ J_i \ddot{\Theta}_i + b_{\Theta i} \dot{\Theta}_i + \sum_r b_{0i}^r l_{0i}^r [(\dot{X}_i + l_{0i}^r \dot{\Theta}_i) - (\dot{X} + l_{i0}^r \dot{\Theta})] + \\ + \sum_r c_{0i}^r l_{0i}^r [(X_i + l_{0i}^r \Theta_i) - (X + l_{i0}^r \Theta)] &= 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где M_p – масса рамы автомобиля; m_i – масса присоединенного i -го агрегата автомобиля; J – момент инерции рамы автомобиля; J_i – момент инерции присоединенного i -го агрегата автомобиля; X_i, Θ_i – линейные и угловые перемещения i -го агрегата автомобиля; H_1, H_2 – боковые жесткости шин передней и задней оси; r – число упругих связей между рамой и агрегатом автомобиля [6].

Система уравнений (4) представляет собой плоскую модель, полученную путем вычеркивания из уравнения (1) y и z .

Для исследования собственного движения автомобиля, движущегося со скоростью V , полагаем $F = 0, M = 0$.

Модель Рокара соответствует первым двум уравнениям системы (4) без учета дополнительных степеней свободы. Заменяем их матричным уравнением

$$M \frac{d^2 u}{dt^2} + B \frac{du}{dt} + Cu = F_t,$$

где M, B, C – соответственно, матрицы масс, рассеяния энергии и жесткостей.

Матрица $M = \begin{vmatrix} m & 0 \\ 0 & m\rho^2 \end{vmatrix};$

$$B = \begin{vmatrix} 2\gamma(H_1 + H_2) & 2\gamma(H_1 a_1 - H_2 a_2) \\ 2\gamma(H_1 a_1 - H_2 a_2) & 2\gamma(H_1 a_1^2 + H_2 a_2^2) \end{vmatrix};$$

$$C = \begin{vmatrix} 2(H_1 + H_2) & 2(H_1 a_1 - H_2 a_2) \\ 2(H_1 a_1 - H_2 a_2) & 2(H_1 a_1^2 + H_2 a_2^2) \end{vmatrix};$$

u – вектор перемещений автомобиля, $u^T = [X \ \Theta];$

ρ – радиус инерции; γ – коэффициент гистерезисного рассеивания энергии в материале упругого элемента; F_t – вектор возмущающих сил в поперечном направлении, равный произведению кинематического возмущения $I_K^T = [x \ \theta]$ на матрицу C .

$$F_t = \begin{vmatrix} 2(H_1 + H_2) & 2(H_1 a_1 - H_2 a_2) \\ 2(H_1 a_1 - H_2 a_2) & 2(H_1 a_1^2 + H_2 a_2^2) \end{vmatrix} I_k.$$

Передаточную функцию упругой системы автомобиля строим по АФЧХ в виде ряда по колебательным звеньям [3], полагая входным воздействием кинематическое возмущение I_K , т. е. взяв за основу структуру модели Рокара:

$$W(i\omega) = \sum_{n=1}^N \frac{k_n}{-T_{n2}\omega^2 + T_{n1}i\omega + 1},$$

где $k_n = \begin{vmatrix} k_{n11} & k_{n12} \\ k_{n21} & k_{n22} \end{vmatrix}$ – соответствующие матрицы коэффициентов усиления n -го колебательного звена

$k_n = \frac{u_n u_n^T}{\omega_n^2 \|u_n\|^2}$, обозначая $\frac{u_n}{\omega_n^2 \|u_n\|^2} = u_n^0$, N – число

существенно проявляющихся витков АФЧХ. Постоянные времени колебательных звеньев находим по характерным точкам АФЧХ [2,3]. Произведение векторов $u_n u_n^T$ представляет собой симметричную диадную матрицу второго порядка, поэтому число различных АФЧХ равно трем, а число членов в формуле для каждой составляющей АФЧХ равно числу витков АФЧХ.

Вторая передаточная матрица описывается уравнениями неголономных связей (3) и имеет вид

$$\begin{vmatrix} X \\ \Theta \end{vmatrix} = W_2 \begin{vmatrix} x \\ \theta \end{vmatrix},$$

где

$$W_2 = \begin{vmatrix} \frac{V(\beta_1 a_2 + \beta_2 a_1)}{a_1 + a_2} & \frac{V(a_1 + a_2 + a_1 a_2 (\beta_1 - \beta_2))}{a_1 + a_2} \\ \frac{V(\beta_1 - \beta_2)}{a_1 + a_2} & \frac{V(\beta_1 a_1 + \beta_2 a_2)}{a_1 + a_2} \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} i\omega + \frac{V(\beta_1 a_2 + \beta_2 a_1)}{a_1 + a_2} & \frac{V a_1 a_2 (\beta_1 - \beta_2)}{a_1 + a_2} \\ \frac{V(\beta_1 - \beta_2)}{a_1 + a_2} & i\omega + \frac{V(\beta_1 a_1 + \beta_2 a_2)}{a_1 + a_2} \end{vmatrix}^{-1}.$$

Общая передаточная матрица W_Σ системы является произведением $W_1(i\omega)$ и W_2 :

$$W_\Sigma(i\omega) = W_1(i\omega)W_2.$$

Экспериментально математическую модель можно получить следующим образом. Гармоническое воздействие прикладывается перпендикулярно продольной плоскости автомобиля в точке, принятой за полюс, измеряются кинематические параметры колебаний – перемещения центра масс и угловые колебания, затем прикладывается пара сил, действующая относительно полюса и также меняющаяся по гармоническому закону; также измеряют кинематические параметры – перемещения центра масс и угловое колебание относительно центра масс [6]. Регистрируют амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ) измеряемых кинематических параметров, в дальнейшем с помощью АФЧХ строят матрицу передаточных функций в виде

$$W_\Sigma(i\omega) = \begin{vmatrix} W_{11}(i\omega) & W_{12}(i\omega) \\ W_{21}(i\omega) & W_{22}(i\omega) \end{vmatrix},$$

где $W_{11}(i\omega)$ – АФЧХ линейного перемещения центра масс; $W_{22}(i\omega)$ – АФЧХ углового перемещения центра масс; $W_{12}(i\omega)$ и $W_{21}(i\omega)$ – перекрестные АФЧХ.

Фиксируют характеристики частоты – экстремальные точки АФЧХ, соответствующие минимальному значению мнимой составляющей ω_n , максимальному значению вещественной составляющей $\omega_{n \max}$. По зафиксированным значениям ω_n и $\omega_{n \max}$ определяют постоянные времена [3]:

$$T_{n2} = \frac{1}{\omega_{n \max}}; \quad \frac{T_{n1}}{T_{n2}} = 1 - \left(\frac{\omega_{n \max}}{\omega_n} \right)^2,$$

где T_{n2}, T_{n1} – инерционная постоянная и постоянная демпфирования n -го колебательного звена.

Передаточную функцию, являющуюся математической моделью упругой системы, получаем в соответствии с ранее изложенной методикой.

Однородная система уравнений, описывающая курсовое движение автомобиля, имеет вид

$$(W_\Sigma(p) - I)u = 0,$$

где I – единичная матрица; u – вектор перемещений, в котором оставлены только линейные и угловые перемещения центра масс рамы.

Условие равенства нулю определителя матрицы $W_{\Sigma}(p)$ при $p = i\omega$ представляет достаточное условие курсовой устойчивости динамической системы автомобиля в линейной постановке. Это означает, что ни одно собственное значение $\lambda = \lambda(i\omega)$ передаточной матрицы не должно равняться единице.

Рассмотрим динамическую устойчивость системы в линейной постановке [3]. При неустойчивости определитель матрицы $H - I$, где I – единичная матрица, должен равняться нулю. Если движение устойчиво, то ни одно собственное значение матрицы H не должно равняться 1. Характеристическое уравнение для рассматриваемого случая

$$\begin{vmatrix} a_{11} - \lambda & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} - \lambda \end{vmatrix} = 0.$$

Раскрывая определитель, получим квадратное уравнение:

$$\lambda^2 - (a_{11} + a_{22})\lambda + (a_{11}a_{22} - a_{21}a_{12}) = 0. \quad (5)$$

Построив АФЧХ λ_1 и λ_2 согласно вышеуказанному уравнению, определяем, при каких параметрах системы АФЧХ соответствующего λ пересекает вещественную ось при значении, равном 1.

Годографы для корней характеристического уравнения (5) представлены на рис. 4. Графически это означает, что годографы корней характеристического уравнения не должны охватывать единицу. Скорость, при которой годограф корня пересекает значение, равное единице, и есть критическая. Для численной проверки использовались исходные данные для автомобиля УАЗ 3160 [6] и была принята масса каждого человека 80 кг, всего 4. Динамические характеристики пассажиров были взяты из [4]. Человек рассматривается как некая сосредоточенная масса, прикрепленная к кузову автомобиля упругими элементами. Более детальная оценка не вносит существенных уточнений.

Согласно рис. 4 критическая скорость автомобиля без пассажиров (пунктирная кривая) $V_{кр} = 44,7$ м/с (120,8 км/ч), а с пассажирами (сплошная кривая) – $V_{кр} = 34,9$ м/с (94,3 км/ч).

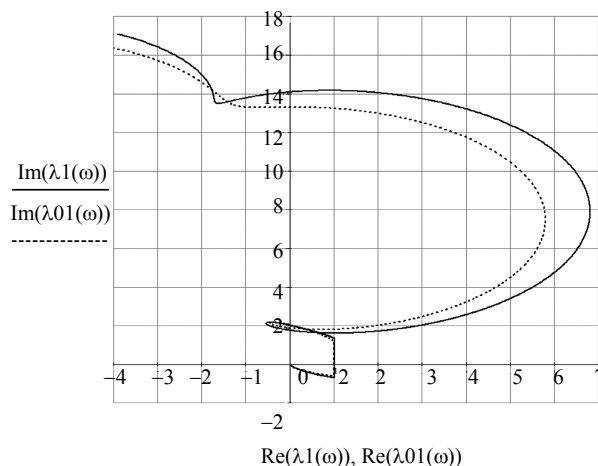


Рис. 4. АФЧХ λ_1

Выводы

1. Разработанная методика позволяет учесть влияние динамических характеристик пассажиров на курсовую устойчивость автомобиля.

2. Предложен метод определения критической скорости автомобиля в зависимости от загрузки его пассажирами. Как видно из примера, величина критической скорости автомобиля после загрузки четырьмя пассажирами снизилась с 120,8 км/ч до 94,3 км/ч.

Библиографические ссылки

1. Санкин Ю. Н. Динамические характеристики вязкоупругих систем с распределенными параметрами. – Саратов : Изд-во Саратовского ун-та, 1977. – 312 с.
2. Санкин Ю. Н. Нестационарные задачи динамики стержневых систем при внезапном нагружении и соударении с препятствием // Вестник СамГТУ. Серия математическая. – 2007. – № 1(5). – С. 91–100.
3. Санкин Ю. Н. Метод конечных элементов в динамике вязкоупругих систем в пространстве преобразований Лапласа // Тр. Средневолжского математического общества. – 2006. – Т. 8. – № 2. – С. 22–33.
4. Вибрации в технике : справочник. В 6 т. / ред. сов. : В. Н. Челомей (пред.). – М. : Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К. В. Фролова. – 1981. – 456 с. : ил.
5. Покар И. Неустойчивость в механике. Автомобили. Самолеты. Висячие мосты. – М. : Изд-во иностр. литер., 1959. – 288 с.
6. Санкин Ю. Н., Гурьянов М. В. Курсовая устойчивость автомобиля // Тр. IX Междунар. Четаевской конференции «Аналитическая механика, устойчивость и уравнение движения», посвященной 105-летию Н. Г. Четаева. – Иркутск, 2007. – С. 209–223.

Yu. N. Sankin, Doctor of Technical Sciences, Professor, Ulyanovsk State Technical University

S. V. Romashkov, Postgraduate Student, Ulyanovsk State Technical University

Passengers Dynamic Characteristics Effect on Car Course Stability

The course stability of automobile with passengers is considered. The automobile interaction with road surface is regarded as nonlinear. The estimation of critical velocity is based on the matrix frequency criterion stability. The finite element is used in the form of two concentrated masses connected with elastic members: springs or rods with consideration of distributed masses, stiffness and damping.

Key words: vehicle stability, critical vehicle speed, vibration, dynamic model, influence of passengers.