

УДК 629.113

## ВЛИЯНИЕ МАССЫ ВОДИТЕЛЯ НА ЕГО ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ

И. В. Балабин, д. т. н., проф., В. В. Богданов, к. т. н., доц. / Университет машиностроения (МАМИ)  
И. С. Чабунин, к. т. н., доц. / Военный институт (общевойсковой) ВУНЦ СВ «ОВА ВС РФ»

Одним из элементов конструктивной безопасности современного автомобиля является травмобезопасное сиденье водителя. Обеспечивая безопасность, оно в том числе создаёт комфортные условия посадки и езды в течение длительного времени. Для этого, кроме активного подголовника, обеспечивающего травмобезопасность в момент столкновения, необходима адаптивная подвеска сиденья, реагирующая на изменение внешних силовых воздействий оперативно и максимально быстро, обеспечивая комфортную езду водителя/пассажира (при длительной поездке комфортное положение снижает утомляемость, одновременно повышая безопасность) вне зависимости от его массы и при различных внешних воздействиях со стороны дорожного покрытия.

Известно, что колебания транспортного средства (ТС) влияют на организм водителя и пассажира, чувствительность к которым зависит от их частоты, интенсивности, направления и продолжительности воздействия [3, 5]. Организм человека адаптирован к колебаниям с частотой, амплитудой и ускорением, близкими к соответствующим величинам, возникающим при ходьбе со средней скоростью, то есть к колебаниям с частотой до 1,5–2 Гц при ускорениях до 0,4g [5]. Человек наиболее чувствителен к колебаниям в вертикальном направлении в диапазоне частот 4–8 Гц и в горизонтальном — в диапазоне 1–2 Гц.

Колебания с частотой 3–5 Гц вызывают укачивание, расстройство сосудистой системы, при частотах 4–11 Гц могут возникнуть резонансные колебания головы, желудка, кишечника, печени.

Важную роль в обеспечении комфортных условий для водителя (пассажира) играют конструкция и параметры сиденья. Для этого оно снабжается устройствами регулирования положения подушки и спинки, позволяющими обеспечить удобную позу человека независимо от его габаритов. Кроме того, обладая жёсткостью и демпфирующей способностью и являясь составной частью колебательной системы «дорога — шины — автомобиль — водитель», оно оказывает непосредственное влияние на колебания человека. Это наиболее актуально для грузовых автомобилей, масса которых может существенно изменяться при перевозках грузов, а длительность перевозок у которых значительно выше, чем у легкового автопарка.

Одним из основных показателей, определяющих плавность хода при наличии системы вторичного поддрессирования, является собственная частота вертикальных колебаний водителя на сиденье, которую можно определить по следующей формуле:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{c_c}{m_c}},$$

где  $m_c$  — масса водителя и поддрессоренной части сиденья;  $c_c$  — коэффициент жёсткости подушки или её упругого элемента.

Собственная частота сиденья  $\omega_c$  должна как можно больше отличаться от собственной частоты поддрессоренной массы автомобиля в большую или меньшую сторону. Однако изготовить мягкое сиденье с собственной частотой менее 1 Гц затруднительно ввиду больших вертикальных перемещений водителя (пассажира). Увеличение же собственной частоты свыше 3–3,5 Гц недопустимо, так как собственная частота человека составляет 3–5 Гц [5].

Как правило, при расчётах собственной частоты масса человека принимается равной 75 кг, при этом на сиденье действует масса 55 кг. В реальности же масса водителя или пассажира может меняться в широких пределах.

Рассмотрим, как влияет масса водителя (пассажира) на его вибронагруженность, на примере автомобиля с жёсткой подвеской. Для того чтобы собственная частота сиденья значительно отличалась от собственной частоты поддрессоренной массы автомобиля, коэффициент

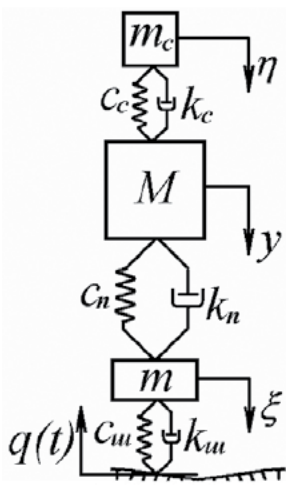


Рисунок 1

жёсткости упругого элемента подвески сиденья должен быть небольшим [4]. В противном случае мы получим ухудшение плавности хода.

Существуют различные биодинамические модели человека. Простейшая модель — одномассовая, то есть когда человек и поддрессоренная часть сиденья представляются в виде одной сосредоточенной массы [6, 7]. В самом первом приближении (при коэффициенте связи колебаний передних и задних частей автомобиля, равном 1, и при расположении сиденья над центром масс поддрессоренных частей) расчётная схема может иметь вид, представленный на рис. 1. Этой схемы достаточно для понимания сути проблемы.

Приведённая расчётная схема может быть описана следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} M\ddot{y} + c_n(y - \xi) + k_n(\dot{y} - \dot{\xi}) - c_c(\eta - y) - k_c(\dot{\eta} - \dot{y}) = 0; \\ m_c\ddot{\eta} + c_c(\eta - y) + k_c(\dot{\eta} - \dot{y}) = 0; \\ m\ddot{\xi} - c_n(y - \xi) - k_n(\dot{y} - \dot{\xi}) + c_{ш}(\xi + q(t)) + k_{ш}(\dot{\xi} + \dot{q}(t)) = 0, \end{cases}$$

где  $M, m$  — поддрессоренная и неподдрессоренная массы ТС;  $m_c$  — масса водителя и подвижной части сиденья;

$y, \xi, \eta$  — вертикальные перемещения поддрессоренных и неподдрессоренных частей ТС и водителя соответственно;  $c_n, k_n$  — приведённые жёсткость упругого элемента и коэффициент вязкого сопротивления подвески автомобиля;  $c_c, k_c$  — приведённые жёсткость упругого элемента и коэффициент вязкого сопротивления подвески сиденья;  $c_{ш}$  — нормальная жёсткость шин;  $q(t)$  — кинематическое воздействие со стороны неровностей дорожного покрытия.

Определим амплитудно-частотные характеристики перемещений и ускорений на сиденье водителя. Принимаем, что  $q(t)$  — гармоническая функция с круговой частотой  $\nu$ .

Так как представленные в системе дифференциальные уравнения линейные, то применим для них преобразования Лапласа и представим их в виде системы алгебраических уравнений [5] с комплексными переменными  $\bar{y}(s), \bar{\eta}(s), \bar{\xi}(s), \bar{q}(s)$ , где  $s = \alpha + \nu i$ . При нулевых начальных условиях она будет иметь вид:

$$\begin{cases} (Ms^2 + (k_n + k_c)s + c_n + c_c)\bar{y}(s) + (-k_n s - c_n)\bar{\xi}(s) + (-k_c s - c_c)\bar{\eta}(s) = 0; \\ (-k_c s - c_c)\bar{y}(s) + (m_c s^2 + k_c s + c_c)\bar{\eta}(s) = 0; \\ (-k_n s - c_c)\bar{y}(s) + (ms^2 + (k_n + k_{ш})s + c_n + c_{ш})\bar{\xi}(s) = (-k_{ш}s - c_{ш})\bar{q}(s). \end{cases}$$

Так как кинематическое воздействие описывается гармонической функцией с круговой частотой  $\nu$ , то и вынужденные колебания будут той же частоты  $\nu$ , поэтому заменяем комплексную переменную  $s$  её мнимой частью  $\nu i$ . В итоге получаем систему уравнений относительно неизвестных частотных характеристик  $\bar{y}(\nu i), \bar{\eta}(\nu i), \bar{\xi}(\nu i)$  соответствующих функций  $y(t), \eta(t), \xi(t)$ :

$$\begin{cases} (-M\nu^2 + (k_n + k_c)\nu i + c_n + c_c)\bar{y}(\nu i) + (-k_n \nu i - c_n)\bar{\xi}(\nu i) + (-k_c \nu i - c_c)\bar{\eta}(\nu i) = 0; \\ (-k_c \nu i - c_c)\bar{y}(\nu i) + (-m_c \nu^2 + k_c \nu i + c_c)\bar{\eta}(\nu i) = 0; \\ (-k_n \nu i - c_c)\bar{y}(\nu i) + (-m\nu^2 + (k_n + k_{ш})\nu i + c_n + c_{ш})\bar{\xi}(\nu i) = (-k_{ш}\nu i - c_{ш})\bar{q}(\nu i). \end{cases}$$

где для удобства принята единичная амплитуда внешнего воздействия, то есть  $\bar{q}(\nu i) = 1$ .

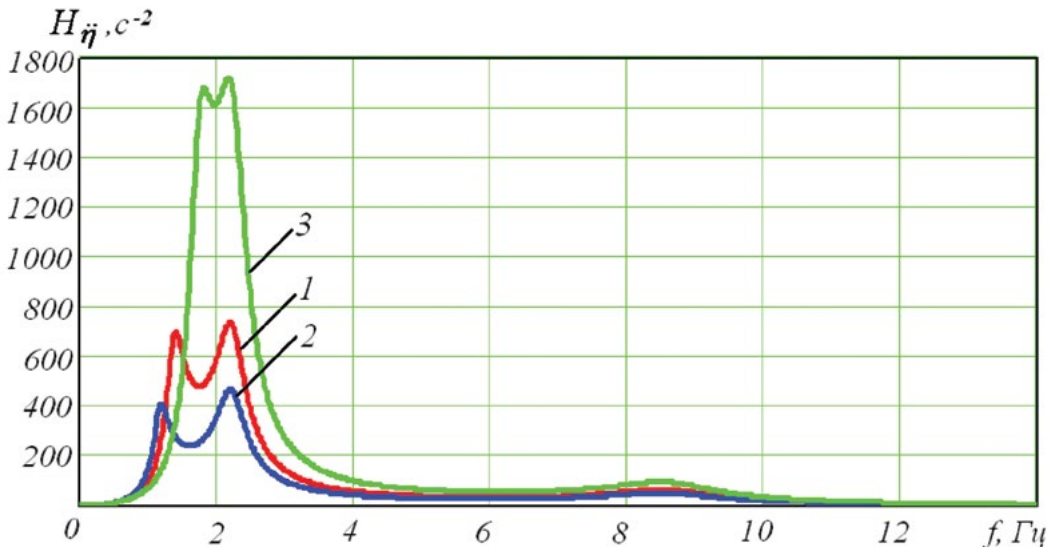


Рисунок 2

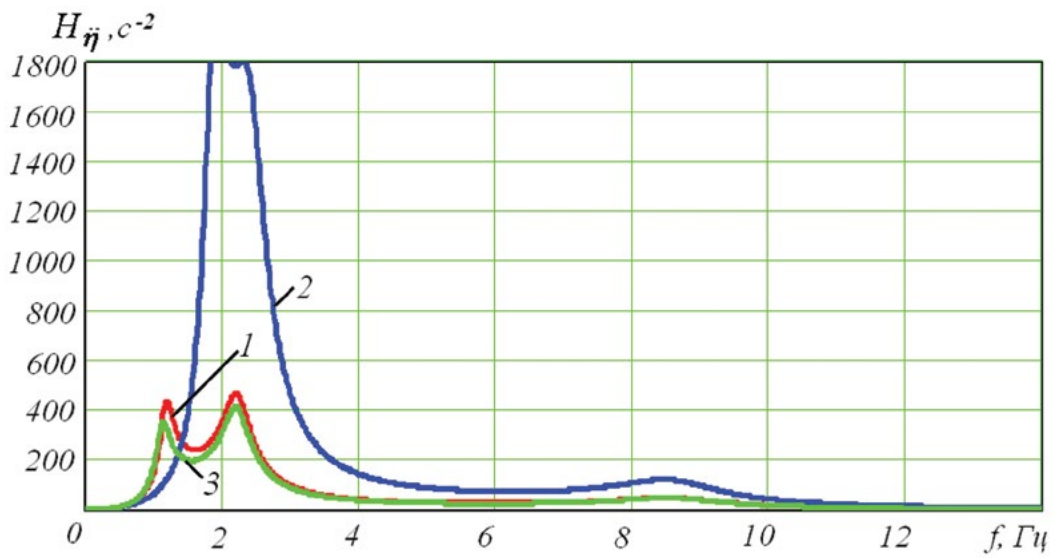


Рисунок 3

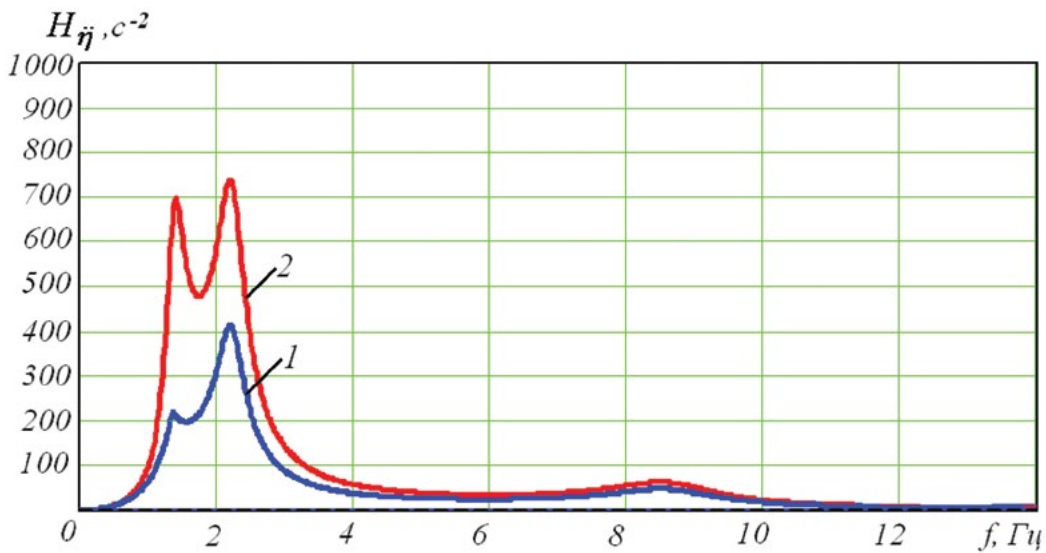


Рисунок 4

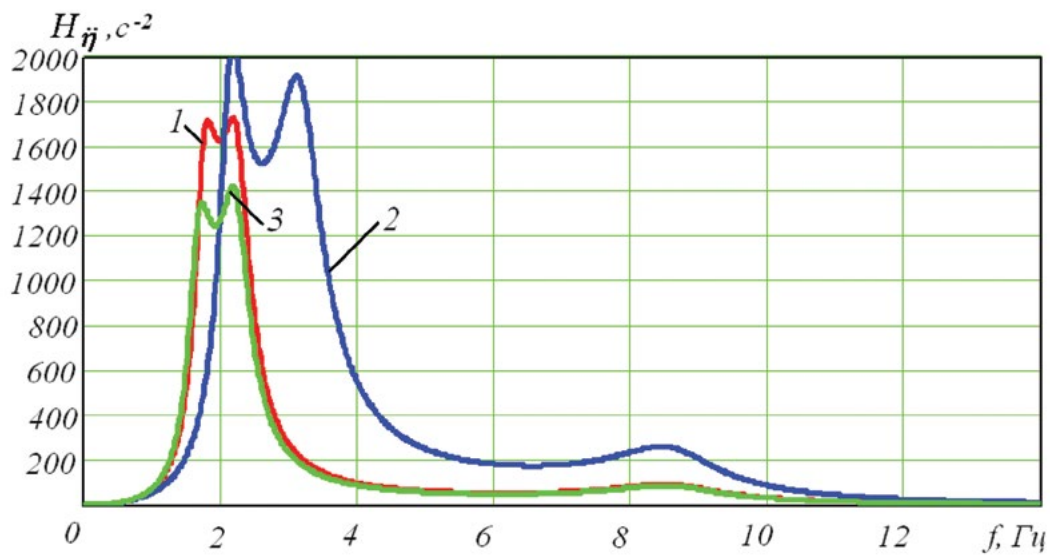
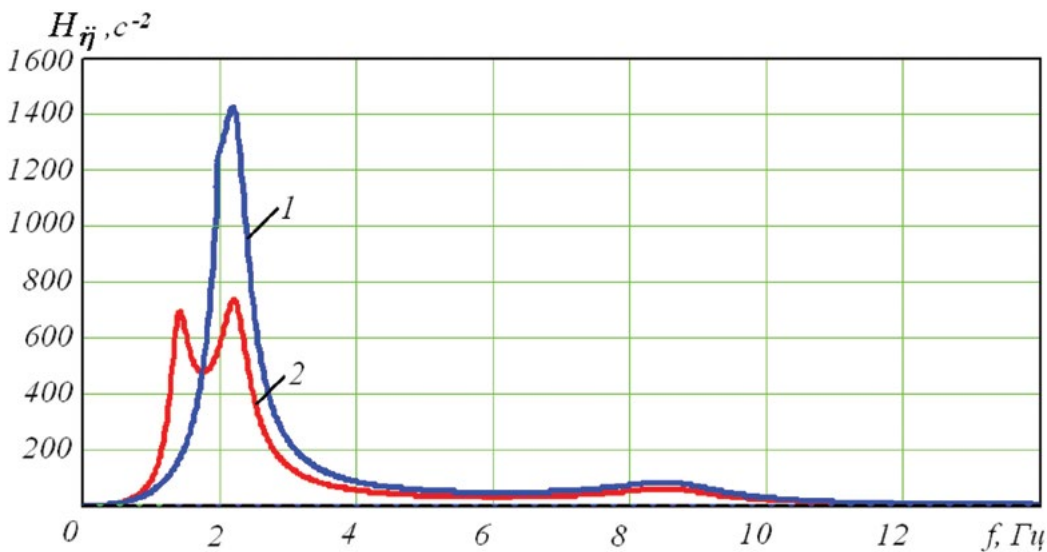


Рисунок 5

Рисунок 6



Решив систему уравнений относительно перемещений, получим частотные характеристики при единичном внешнем кинематическом воздействии. Обозначим амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) перемещений сиденья водителя через  $H_{\eta}(v) = |\bar{\eta}(vi)|$ , получим:

$$H_{\eta} = \frac{\sqrt{A_1^2 + B_1^2}}{\sqrt{A_0^2 + B_0^2}},$$

где:

$$A_1 = ((c_n k_n + c_n k_c)k_{uu} + c_{uu} k_c k_n)v^2 - c_n c_c c_{uu};$$

$$B_1 = k_n k_c k_{uu} v^3 + (-c_n c_c k_{uu} - (c_n k_n + c_n k_c)c_{uu})v;$$

$$C_1 = -M \cdot m \cdot m_c;$$

$$C_2 = (k_n k_{uu} + c_n m + c_n (M + m) + k_c k_{uu} + c_{uu} M + k_n k_c)m_c + (k_n k_c + k_c k_{uu})M + k_n k_c m + c_n M m;$$

$$C_3 = (-c_{uu} m_c - c_n (M + m_c + m) - k_n k_{uu} - c_{uu} M)c_c - (c_{uu} m_c + k_{uu} k_c)c_n - k_n k_c c_{uu};$$

$$C_4 = c_n c_c c_{uu};$$

$$C_5 = ((k_c + k_n)m + (k_n + k_{uu})M)m_c + k_c M m;$$

$$C_6 = (-c_c (k_n + k_{uu}) - c_n (k_c + k_{uu}) - (k_c + k_n)k_{uu})m_c - (c_n k_c + c_n k_n)m - (k_{uu} c_c + c_n k_c + c_c k_n + c_{uu} k_c)M - k_n k_c k_{uu};$$

$$C_7 = (k_n c_{uu} + c_n k_{uu})c_c + c_n c_{uu} k_c.$$

Чтобы получить амплитудно-частотную характеристику ускорений, следует АЧХ перемещений умножить на квадрат частоты  $H = v^2 H_{\eta}$ .

В качестве примера на рис. 2 показаны построенные по приведённым выше зависимостям амплитудно-частотные характеристики ускорений на сиденье для водителей массой 75 кг (кривая 1), 100 кг (кривая 2) и 50 кг (кривая 3) при следующих исходных данных:  $M = 1\ 200$  кг,  $m = 600$  кг,  $c_n = 270$  кН/м,  $c_o = 1\ 480$  кН/м,  $c_{\bar{n}} = 5$  кН/м,  $k_{\bar{n}} = 4\ 150$  Нс/м,  $k_o = 900$  Нс/м, относительный коэффициент затухания колебаний сиденья  $\gamma_c = 0,1$  (без дополнительного гасящего устройства).

Как видно из графиков, масса водителя оказывает существенное влияние на АЧХ ускорений: пик кривых увеличивается с уменьшением массы, а, следовательно, это оказывает непосредственное влияние и на комфорт езды. Так, например, существенное снижение массы водителя приближает собственную частоту сиденья к низкой собственной частоте колебаний поддресоренных масс, что вызывает увеличение ускорений при низкой частоте колебаний. Например, в диапазоне 1,5–4 Гц ускорения выросли более чем на 100 %. При увеличении массы водителя наблюдается снижение ускорений в области 1,5–3 Гц до 50 %.

Следовательно, для обеспечения безопасности и комфортной езды коэффициент жёсткости сиденья целесообразно изменять в зависимости от массы водителя или пассажира. Кроме того, желательно его изменять также в зависимости от степени загруженности автомобиля и дорожных условий — внешнего силового воздействия. То есть подвеска сиденья должна быть оснащена активной системой управления жёсткостью упругого элемента. В качестве примера на рис. 3 приведены амплитудно-частотные характеристики ускорений на сиденье водителя массой 100 кг с коэффициентами жёсткости упругого элемента соответственно 5 кН/м (кривая 1), 15 кН/м (кривая 2) и 4,5 кН/м (кривая 3). Как видно из рисунка, при низкой частоте понижать жёсткость упругого элемента нецелесообразно, наоборот, её нужно максимально повысить, а затем резко снизить. На рис. 4 приведена амплитудно-частотная характеристика ускорений при возможности оперативного изменения жёсткости упругого элемента (кривая 1) с 15 до 4,5 кН/м (если это возможно по условиям компоновки), на нём же для сравнения представлена кривая 2, иллюстрирующая АЧХ ускорений на сиденье постоянной жёсткости с водителем массой 75 кг, исходя из ко-

торой оно проектировалось. На рис. 5 и 6 представлены аналогичные кривые для водителей массой 50 и 75 кг. Как видно из рис. 6, варьирование жёсткости упругого элемента подвески сиденья неспособно уменьшить ускорение до приемлемой величины. В этом случае нужно либо заблокировать подвеску сиденья при частотах ниже пиковой, либо ввести в конструкцию сиденья дополнительный гасящий элемент. Последнее приведёт к снижению пика ускорений, но несколько увеличит их при частотах выше пиковой частоты, что при выборе оптимального коэффициента сопротивления неопасно.

Как видно из вышеприведённых графиков, оперативное регулирование жёсткости упругого элемента подвески сиденья водителя (пассажира) позволяет получить лучшие АЧХ ускорений независимо от его массы.

На данный момент остаётся открытым вопрос, как технически осуществить практически мгновенное изменение жёсткости упругого элемента с учётом всего многообразия вышеуказанного спектра факторов, влияющих на улучшение АЧХ. Как представляется целесообразным авторам, это возможно осуществить, если упругий элемент будет содержать магнитоактивные (магнитоэологические) эластомеры, способные изменять свои жёсткостные параметры в наведённом магнитном поле. Подобные технические решения в области автомобилестроения уже известны [1, 2], хотя и применительно к другим узлам ТС, но могут быть распространены и на такой конструктивный элемент, как подвеска сиденья, о чём авторы планируют сообщить в последующих статьях.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Магнитоэологический эластомер с эффектом памяти формы как компонент энергопоглощающего покрытия бампера АТС / И. В. Балабин, В. В. Богданов, Д. Ю. Борин и др. // Автомобильная промышленность. — 2010. — № 10.
2. Богданов В. В., Балабин И. В. Безопасность автомобиля и защита от травмируемости участников движения. — М.: Инэк, 2015. — 352 с.
3. Карасёв А. В. Оценки плавности хода автомобиля и вибрационной безопасности // Труды НАМИ. — 2008. — № 240. — С. 76–97.
4. Подрубалов В. К., Никитенко А. Н., Подрубалов М. В. Оптимизация системы виброзащиты оператора мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении // Известия Московского государственного технического университета «МАМИ». — 2013. — Т. 1. — № 2 (16). — С. 212–220.
5. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
6. Щербаков В. И., Чабунин И. С. Аналитическая динамика и теория колебаний в приложении к автомобильным конструкциям: учебное пособие. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: Университет машиностроения, 2013. — 205 с.
7. Щербаков В. И., Чабунин И. С. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций: учебное пособие. — 3-е изд., испр. и доп. — М.: МГТУ «МАМИ», 2011. — 289 с.