

автомобиля от неравномерной работы ДВС. - В сб.: Авто-тракторостроение. Мн., 1976, вып.8, с. 59-64. 6.Марков а Е.В. Руководство по применению латинских планов при планировании эксперимента с качественными факторами. - Челябинск, 1971, с.156.

УДК 629.113.012.8 - 85 - 82

В.М.Беляев, Н.Н.Веремеев, Д.М.Ломако

СРАВНЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ С ЛИНЕЙНОЙ И НЕЛИНЕЙНОЙ ПОДВЕСКАМИ

В процессе эксплуатации все автомобили в большей или меньшей степени работают при разных нагрузках. Так, нагрузка на заднюю подвеску автомобиля средней грузоподъемности с грузом в 3 - 5 раз превышает нагрузку на эту же подвеску для автомобиля без груза. Если предположить, что характеристика задней подвески имеет линейный характер, а соотношение нагрузок на подвеску для автомобиля с грузом и без него равно 4, то частота собственных колебаний автомобиля без груза в 2 раза больше соответствующей частоты колебаний автомобиля с грузом. Это ухудшает плавность хода автомобиля.

Если применить подвеску с нелинейной характеристикой, то парциальные частоты собственных колебаний изменятся незначительно при изменении нагрузки.

Наиболее распространенными упругими элементами в подвесках грузовых автомобилей являются листовые рессоры, упругая характеристика которых носит линейный характер. Поэтому возникла необходимость сравнить колебания грузового автомобиля с линейной и нелинейной подвесками при движении по дорогам со случайным микропрофилем.

Расчетная схема колебаний грузового автомобиля представлена в виде трехмассовой динамической модели (рис. 1). Она составлена в предположении, что автомобиль симметричен относительно центральной продольной вертикальной плоскости и что микропрофиль по левому и правому следам колес автомобиля одинаков.

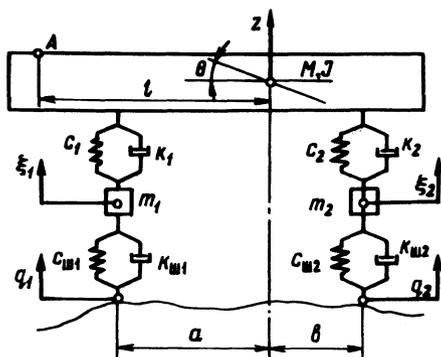


Рис. 1. Расчетная динамическая модель.

относительно центральной продольной вертикальной плоскости и что микропрофиль по левому и правому следам колес автомобиля одинаков.

Дифференциальные уравнения, описывающие динамическую модель, запишем в виде

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + P_1 + P_2 &= 0; \\ J\ddot{\theta} + P_1 a - P_2 b &= 0; \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + P_{\psi 1} - P_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + P_{\psi 2} - P_2 &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где P_1, P_2 - силы, действующие соответственно в передней и задней подвесках; $P_{\psi 1}, P_{\psi 2}$ - силы, действующие соответственно в передних и задних шинах; M, J - поддрессоренная масса и ее момент инерции; m_1, m_2 - неподдрессоренная масса соответственно переднего и заднего мостов; a, b - координаты центра тяжести поддрессоренной массы.

Параметры динамической модели близки к параметрам автомобиля МАЗ-5335. Расчеты проводились применительно к изношенному асфальтобетонному шоссе, спектральная плотность которого определялась выражением

$$Sq(\lambda) = 3,76 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda^2 + 0,57^2}{(\lambda^2 + 0,28^2)^2}, \quad (2)$$

где $Sq(\lambda)$ - спектральная плотность микропрофиля, $m^3/рад$; λ - путевая частота, $рад/м$.

Одно из основных условий высокой плавности хода автомобиля - снижение жесткости его подвески. Однако при мягкой подвеске в зависимости от условий движения автомобиля (скорости и микропрофиля дороги) амплитуда колебаний в некоторых случаях может достигать такой большой величины, что поддрессоренная масса автомобиля будет получать жесткие удары об ограничители подвески, вследствие чего придется снижать скорость движения. Следовательно, нелинейную характеристику подвески необходимо выбирать по среднеквадратическим ускорениям автомобиля с учетом ограничений, накладываемых динамическими прогибами подвески.

Вначале были проанализированы колебания автомобиля с различными вариантами упругих характеристик задней подвески. Регистрировались вертикальные ускорения точки А поддрессоренной массы автомобиля (условно в дальнейшем называются вертикальные ускорения пола кабины и динамические проги-

бы задней подвески при скорости движения $v = 12,5$ м/с. По мере снижения жесткости задней подвески в статическом положении вертикальные ускорения кабины уменьшаются в меньшей степени при все более интенсивном росте динамических прогибов. Так, снижение жесткости задней подвески в статическом положении с $1 \cdot 10^3$ до $0,8 \cdot 10^3$ кН/м дает незначительное снижение ускорений кабины, в то время как динамические прогибы подвески увеличиваются в 1,5 раза. В качестве расчетной принята нелинейная упругая характеристика подвески, параметры которой приведены в табл. 1.

Таблица 1

$f, \text{м}$	-0,12	-0,08	-0,04	-0,02	0	0,02	0,04	0,08	0,12	0,14
$P, \text{кН}$	-64	-44	-26	-12	0	22	40	92	174	250

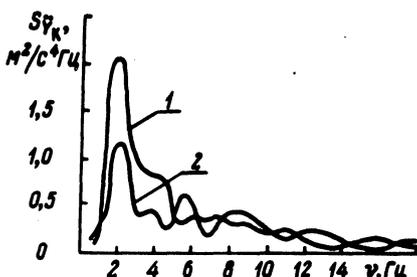


Рис. 2. Спектральная плотность вертикальных ускорений пола кабины при движении автомобиля без груза со скоростью $v = 8,33$ м/с: 1 – линейная подвеска; 2 – нелинейная.

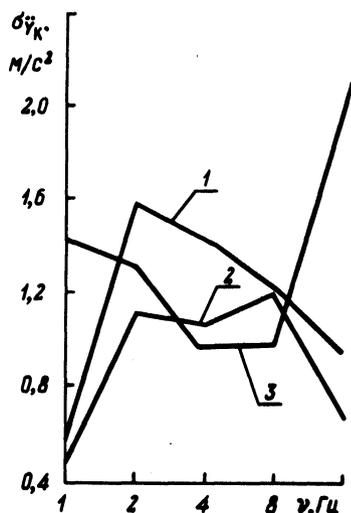


Рис. 3. Среднеквадратичные величины вертикальных ускорений пола кабины при движении автомобиля без груза со скоростью $v = 8,33$ м/с: 1 – линейная подвеска; 2 – нелинейная; 3 – нормы ИСО для 4-часового времени воздействия.

В дальнейшем исследовали колебания с расчетной нелинейной упругой характеристикой подвески и автомобиля, имеющего линейную характеристику подвески с жесткостью, соответ-

ствующей жесткости основной рессоры и подрессорника (для автомобиля с грузом) и основной рессоры (для автомобиля без груза).

Сравнение колебаний автомобиля с линейной и нелинейной подвесками проводилось по спектральным плотностям и среднеквадратическим величинам в октавных полосах частот вертикальных ускорений пола кабины. Применение подвески с нелинейной упругой характеристикой позволяет уменьшить среднеквадратические ускорения пола кабины в среднем на 15 – 20% для автомобиля с грузом и 20 – 25% для автомобиля без груза. На рис. 2 приведены спектральные плотности вертикальных ускорений пола кабины автомобиля без груза для линейной и нелинейной подвески. Величина спектральной плотности уменьшается не только на частоте 2 Гц (область низкочастотного резонанса), но и на частотах 3 – 4 Гц. Характер кривой спектральной плотности в области высокочастотного резонанса существенно не меняется.

Сравнение среднеквадратических величин вертикальных ускорений пола кабины в октавных полосах частот (рис. 3) показывает, что необходимы дополнительные мероприятия по уменьшению ускорений в полосе частот 4 – 8 Гц. Исследования, проведенные в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ [1], показывают, что ускорения, действующие на водителя в этом диапазоне частот, можно уменьшить путем выбора соответствующих характеристик подрессоривания сидения.

Таким образом, применение подвески с нелинейной упругой характеристикой позволяет уменьшить среднеквадратические ускорения пола кабины автомобиля типа МАЗ в среднем на 20 – 25%, причем снижение ускорений происходит в основном в области низкочастотного резонанса.

Л и т е р а т у р а

1. Исследование влияния параметров подрессоривания сидения на колебания водителя/ А.И.Гришкевич, Д.М.Ломако, В.М.Беляев, Н.Н.Веремеев. – В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами. Мн., 1979, вып.12.