

Выпуск 2. Труды ЦИАМ № 1064, 1983, с. 141-150, 254-266.

4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика. - Москва: ГИФМЛ, 1958. – 206 с.
5. Тондл А. Автоколебания механических систем. - Москва: Мир, 1979. – 429 с.
6. Мигулин В.В., Медведев В.И., Мустель Е.Р., Парыгин В.Н. Основы теории колебаний. - Москва: Наука, 1988. – 391 с.

## ***Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля***

д.т.н. с.н.с. Горобцов А.С., д.т.н. с.н.с. Карцов С.К., к.т.н. доц. Поляков Ю.А.,  
к.т.н. Дьяков А.С.

ВолгГТУ, МАДГТУ, НИТУ «МИСиС», МГТУ им. Н.Э. Баумана  
8 (495) 601-51-67, [polyakov\\_yu.a@mail.ru](mailto:polyakov_yu.a@mail.ru)

*Аннотация.* С помощью разработанной динамической модели грузового автомобиля с уточнённым представлением элементов подвесок кабины исследовано влияние стабилизатора подвески кабины и жёсткости шарниров рычагов подвески кабины на её вибронегруженность при случайном внешнем дорожном возбуждении.

*Ключевые слова:* стабилизатор подвески кабины, шарниры рычагов подвески кабины, вибронегруженность кабины

### **Введение**

Отличительной особенностью данной работы является постановка задачи в расширенной трактовке, что предполагает отказ от гипотезы малых перемещений тел, традиционно используемой при подобных расчетах, и позволяет осуществить достаточно полный учёт в расчётной схеме автомобиля геометрической нелинейности движения элементов конструкции на базе дифференциально-алгебраических уравнений больших движений тел [3, 4]. Под большими движениями здесь подразумевается общепринятый термин, означающий точное описание в уравнениях динамики угловой ориентации тела, без использования допущения о малости углов поворота.

Такой подход позволяет при создании динамической модели автомобиля более точно учитывать такие свойства, как пространственный характер движения, структуру расчётной схемы, различные нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, многомерные детерминированные и случайные возмущения, а также обеспечивать возможность включения моделей специфических взаимодействий, например, качение эластичного колеса.

Целью данной работы является выработка рекомендаций по совершенствованию конструкции передней подвески кабины грузового автомобиля на основе динамического анализа с помощью пространственной модели.

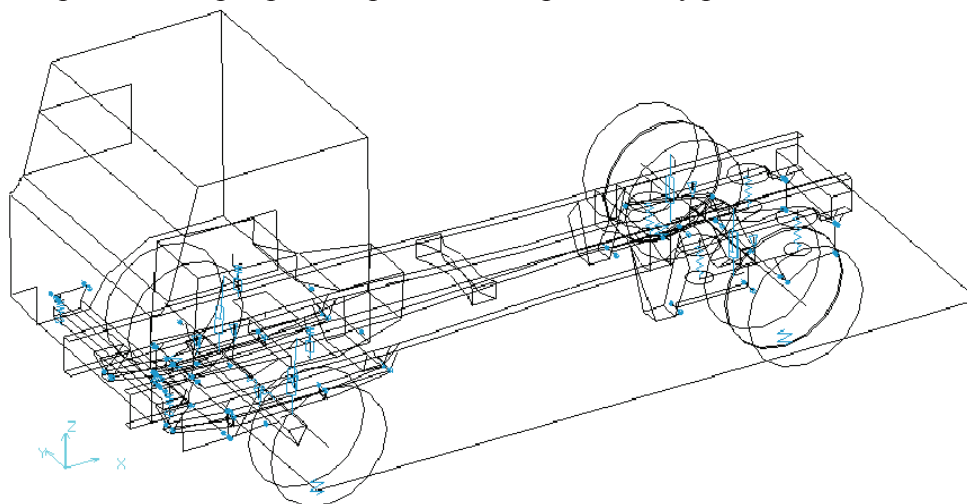
### **Динамическая модель грузового автомобиля с уточнённым представлением элементов подвесок кабины**

Для расчёта параметров вибронегруженности грузового автомобиля с использованием программной системы ФРУНД [2] построена пространственная динамическая модель, включающая в себя раму, переднюю и заднюю подвески колёс, кабину с уточнённым представлением элементов её подвески, силовой агрегат, соединённый с рамой с помощью упруго-демпфирующих связей (рисунок 1).

Внешними силами, действующими на модель, являются силы веса, приложенные к центрам масс тел модели, а также вертикальное возмущение от единичных неровностей (импульсное возбуждение) или микропрофиля дороги (случайное возбуждение), которое передается через шины на подвески мостов и далее – на раму и другие агрегаты. Возмущение со стороны двигателя и трансмиссии в данной модели не учитывается, поскольку анализируются только колебания, возбуждаемые микропрофилем.

Каждая рессора передней подвески представлена в виде трёх взаимосвязанных тел, со-

единённых шарнирами с упругофрикционными угловыми связями, выбранными из условия эквивалентности вертикальной жёсткости рессоры с учётом сил трения. Это позволяет точно описать нелинейную характеристику вертикальной жёсткости и с достаточной степенью точности кинематические свойства рессоры – продольное смещение балки моста при вертикальном смещении вследствие изменения кривизны листов рессоры. Среднее звено рессоры жёстко крепится к балке моста. К нему, в свою очередь, одним из своих концов подсоединяются два других звена. Причём, крайние звенья одновременно крепятся шарнирно к кронштейну рамы. Поскольку в конструкции предусмотрено крепление рессоры с помощью съёмного ушка и профилированной опоры, серьга в рассматриваемой модели отсутствует. Влияние профилированной опоры заднего конца рессоры учитывается путём задания нелинейной характеристики шарнирного крепления к кронштейну рамы.



**Рисунок 1. Динамическая модель грузового автомобиля с передними рессорными и задними пневматическими подвесками колёс**

В переднюю подвеску включены также нелинейные амортизаторы, буферы хода сжатия. Стабилизатор поперечной устойчивости представляется состоящим из двух половин, соединённых элементом с заданной крутильной жёсткостью. Каждая из таких половин одним из своих концов шарнирно крепится к серьге, которая шарнирно подсоединена к кронштейну рамы. Силовой агрегат крепится с помощью упругодемпфирующих связей к раме.

Задняя подвеска включает в себя модели четырёх пневмобаллонов, каждый из которых имеет нелинейную характеристику вертикальной жёсткости и выполняет роль упругого элемента.

Характеристика каждого пневмобаллона задаётся политропной кривой, зависящей от объёма баллона под статической нагрузкой и начального давления в нём, которые определяются величиной статической нагрузки на задний мост. Буферы хода сжатия встроены в каждый пневмобаллон. Кроме того, в модель введён центральный буфер, ограничивающий вертикальное перемещение балки заднего моста при ходе сжатия подвески.

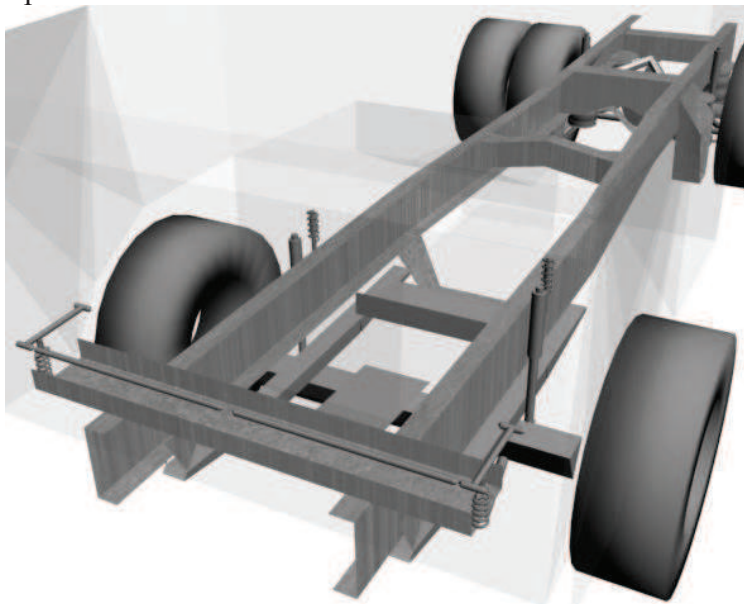
Функции направляющего устройства подвески выполняют реактивные тяги. Нижние продольные тяги воспринимают только продольные нагрузки. Верхние тяги, расположенные под углом к продольной оси автомобиля, способны воспринимать как продольные, так и боковые усилия.

В состав задней подвески входят также амортизаторы, каждый из которых имеет нелинейную характеристику, а также стабилизатор поперечной устойчивости, который моделируется аналогично стабилизатору, установленному в составе передней подвески.

Предложена новая модель виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением элементов подвесок кабины (рисунок 2).

Специальное внимание уделялось представлению передних опор подвески кабины. Задние концы качающихся продольных рычагов передних опор кабины шарнирно крепятся к кабине, а их средняя часть упруго соединена с рамой, что позволяет учитывать податливость

направляющего механизма подвески кабины. Стабилизатор поперечного крена подвески кабины представлен отдельным телом, соединённым с передними осями качающихся рычагов с помощью упругих элементов для учёта крутильной и изгибной жесткостей стабилизатора. Задние опоры кабины моделируются пружинами с соосно установленными демпферами, каждый из которых имеет кусочно-линейную характеристику, состоящую из четырёх участков. Таким образом, вертикальные упругие характеристики передней и задней опор считались линейными, а демпфирующие соответствовали нелинейным характеристикам гидравлических амортизаторов.



**Рисунок 2. Уточнённое представление элементов подвесок кабины**

Для исследования влияния подвесок кабины на её вибронагруженность рассматривался вариант установки кабины на пружины, обеспечивающие частоту вертикальных колебаний 3,3 Гц (жесткость пружин 120 кН/м). Такое значение параметров пружин подвески кабины было выбрано на основании предварительного анализа, показавшего, что виброизолирующие свойства подвески кабины могут существенно изменяться в зависимости от параметров механизма уравнивания кабины.

Среди параметров механизма уравнивания кабины следует выделить два. Во-первых, это податливость качающихся рычагов передней подвески, во-вторых, избыточность связей в кинематических парах, обеспечивающих поворот кабины относительно поперечной оси.

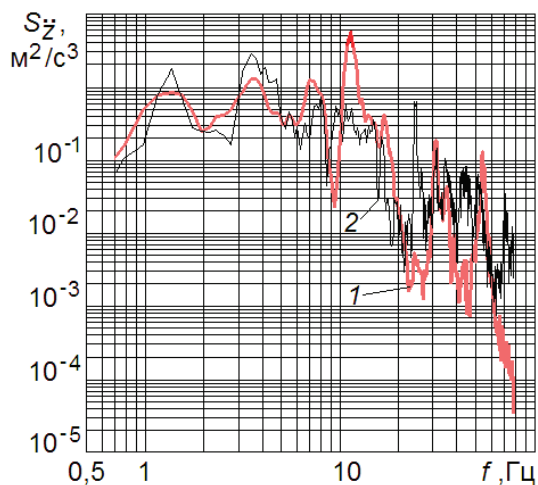
Теоретически для поворотной связи кабины с рамой достаточно одного качающегося рычага. Два рычага введены для достижения необходимой жесткости соединения. Однако, как известно из теории механизмов и машин [1], избыточные связи вызывают повышенные реакции в кинематических парах из-за технологических погрешностей. В нашем случае это может приводить к увеличению сил трения в подвеске кабины и ухудшению её виброзащитных свойств.

В настоящей работе основное внимание уделяется анализу свойств узла крепления передней части кабины, поскольку при нерациональных параметрах этого узла не достигается теоретическая эффективность поддрессирования с низкой собственной частотой, характерная для рассматриваемой подвески кабины. Податливость рычагов передней подвески кабины учитывалась за счёт упругости соединения рычагов с рамой и кабиной.

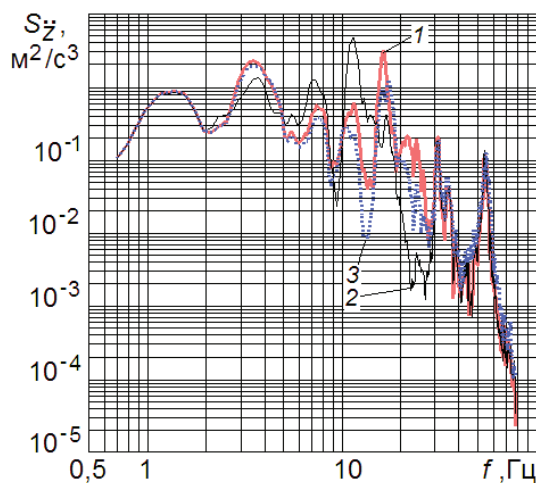
#### **Оценка вариантов крепления передней части кабины при анализе её вибронагруженности**

Сопоставление варианта использования подвески передней части кабины с вариантом её жесткого крепления спереди (рисунок 3) показывает, что при осуществлении расчётов в динамической модели автомобиля целесообразно учитывать влияние подвесок кабины.

Упругое крепление передней части кабины обеспечивает снижение колебаний в диапазоне 1 – 5 Гц на 22 – 23 %, однако при этом возрастают вибрации на частотах 5 – 8 Гц и 10 – 15 Гц, которые, как будет показано далее, во многом определяются податливостью рычагов направляющего механизма подвески кабины, а также угловой жёсткостью стабилизатора подвески кабины. Эффективность применения передней подвески кабины проявляется и на более высоких частотах: 20 – 30 Гц, 40 – 50 Гц и свыше 60 Гц.



**Рисунок 3. Спектральные плотности вертикальных ускорений на сиденье водителя для двух вариантов крепления передней части кабины к раме (ровный булыжник, 60 км/ч): 1 – с помощью элементов передней подвески кабины; 2 – жёсткое крепление к раме**



**Рисунок 4. Влияние угловой жёсткости стабилизатора передней подвески кабины на вибронегруженность сиденья водителя. Спектральные плотности вертикальных ускорений на сиденье водителя (ровный булыжник, 60 км/ч, жёсткость каждого из шарниров рычагов передней подвески кабины 30000 кН/м). Угловая жёсткость стабилизатора: 1 – 400 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – без стабилизатора**

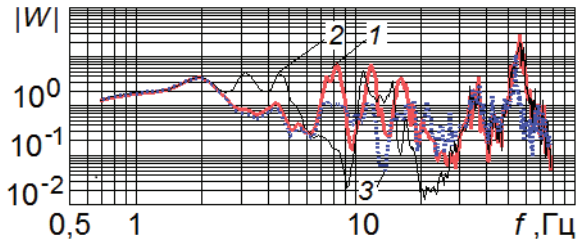
#### **Влияние установки стабилизатора передней подвески кабины на её вибронегруженность**

Стабилизатор углового крена подвески кабины характеризуется крутильной (угловой) и изгибной жёсткостями. На рисунке 4 показаны спектральные плотности вертикальных ускорений на сиденье водителя для различных значений крутильной жёсткости стабилизатора. Здесь и далее рассматривается только крутильная жёсткость, поскольку, как показали предварительные расчёты, изгибная жёсткость стабилизатора существенного влияния на вибрации кабины не оказывает. Все расчёты выполнялись при движении автомобиля по спецдороге автополигона с ровным булыжником со скоростью 60 км/ч, что соответствует дорогам 3 категории.

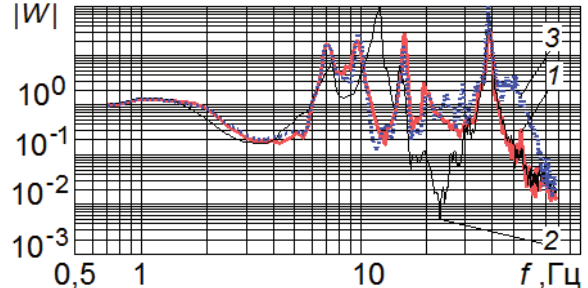
Данные на рисунке 4 соответствуют варианту жёсткости каждого из шарниров рычагов передней подвески кабины, равной 30000 кН/м. Крутильная жёсткость стабилизатора оказывает существенное влияние на уровень колебаний на частотах свыше 2 Гц. При этом для варианта с малой угловой жёсткостью 30 (кН·м)/рад, который соответствует торсиону диаметром 45 мм и длиной 1400 мм, в диапазоне 5 – 15 Гц уровень колебаний выше, чем для двух других вариантов – с большой угловой жёсткостью и без стабилизатора. Наибольшие преимущества указанного варианта перед двумя другими наблюдаются в частотных диапазонах 2,5 – 5 Гц и 15 – 30 Гц. Вариант без стабилизатора обнаруживает свою эффективность лишь в высокочастотной области 10 – 15 Гц. Отметим, что варианты с большой жёсткостью и без стабилизатора обеспечивают близкие уровни вертикальных колебаний.

При анализе виброизоляции кабины особое внимание следует уделить диапазону 5 – 12 Гц, поскольку в этой области присутствует значительное возмущение от колебаний мостов. Для анализа целесообразно использовать графики передаточных функций опор кабины.

Из рассмотрения передаточных функций передней левой опоры кабины по вертикальным ускорениям, показанных на рисунке 5, следует, что в диапазоне 2,5 – 6 Гц варианты с большой угловой жёсткостью и без стабилизатора обеспечивают гашение колебаний, тогда как на частотах 6 – 10 Гц и 15 – 30 Гц большее снижение колебаний имеет место для варианта стабилизатора с малой угловой жёсткостью 30 (кН·м)/рад. Аналогичная картина для передаточных функций по вертикальным ускорениям была зафиксирована и для задней левой опоры кабины.



**Рисунок 5. Влияние угловой жёсткости стабилизатора передней подвески кабины на вибронегруженность кабины. Передаточные функции по вертикальным ускорениям «кабина – рама» в районе передней левой опоры кабины (ровный булыжник, 60 км/ч, жёсткость каждого из шарниров рычагов передней подвески кабины 30000 кН/м). Угловая жёсткость стабилизатора: 1 – 400 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – без стабилизатора**



**Рисунок 6. Влияние угловой жёсткости стабилизатора передней подвески кабины на вибронегруженность кабины. Передаточные функции по поперечным ускорениям «кабина – рама» в районе передней левой опоры кабины (ровный булыжник, 60 км/ч, жёсткость каждого из шарниров рычагов передней подвески кабины 30000 кН/м). Угловая жёсткость стабилизатора: 1 – 400 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – без стабилизатора**

Передаточные функции передней левой опоры кабины по поперечным ускорениям представлены на рисунке 6. В отличие от передаточной функции по вертикальным ускорениям для всех вариантов наблюдается снижение поперечных колебаний на частотах 1,5 – 6 Гц. В диапазонах 6 – 10 Гц и 35 – 45 Гц передача боковых вибраций для всех вариантов происходит со значительным усилением. Наибольший эффект установки стабилизатора с малой угловой жёсткостью 30 (кН·м)/рад по боковым ускорениям наблюдается в диапазоне 15 – 30 Гц, а на 10 – 15 Гц этот вариант в отличие от двух других обеспечивает передачу боковых вибраций со значительным усилением.

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1. При расчёте вибронегруженности кабины следует учитывать лишь крутильную (угловую) жёсткость стабилизатора подвески кабины, поскольку его изгибная жёсткость существенного влияния не оказывает.
2. Угловая жёсткость стабилизатора подвески кабины оказывает существенное влияние на уровень вертикальных колебаний на сиденье водителя на частотах свыше 2 Гц.
3. При анализе виброизоляции кабины, особое внимание следует уделить диапазону 5 – 12 Гц, поскольку в этой области присутствует значительное возмущение от колебаний мостов.
4. В диапазоне 2,5 – 6 Гц варианты с большой угловой жёсткостью и без стабилизатора обеспечивают гашение вертикальных колебаний, тогда как на частотах 6 – 10 Гц и 15 – 30 Гц большее снижение колебаний имеет место для варианта стабилизатора с малой угловой жёсткостью 30 (кН·м)/рад.

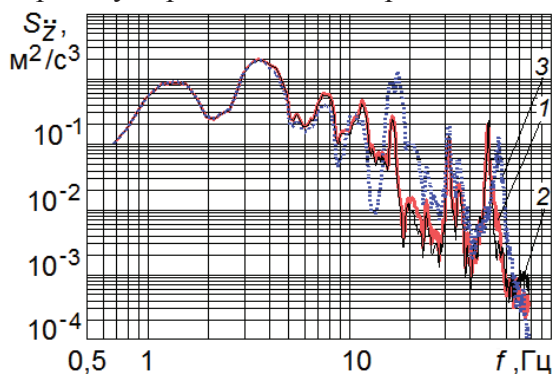
#### **Оценка влияния жёсткости шарниров рычагов передней подвески кабины**

На рисунке 7 показаны спектральные плотности вертикальных ускорений на сиденье водителя при жёсткости каждого из шарниров рычагов подвески, равной 300000 кН/м.

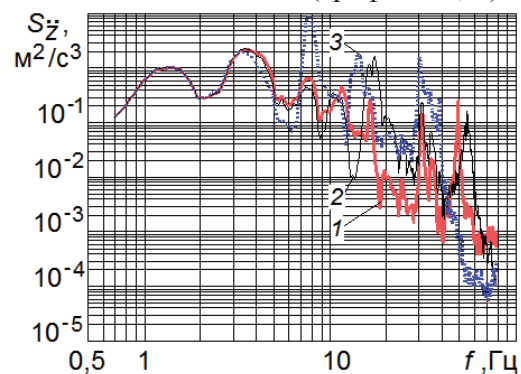
Сопоставляя графики 1 и 2, приходим к выводу, что при высокой жёсткости шарниров угловая жёсткость стабилизатора подвески кабины не оказывает значимого влияния. Срав-

нивая графики 2 и 3, можно заметить, что повышение жёсткости каждого шарнира в 10 раз приводит к заметному снижению высокочастотных вертикальных ускорений в диапазоне 15 – 30 Гц и незначительному повышению спектральной плотности вертикальных ускорений в диапазоне 7 – 15 Гц.

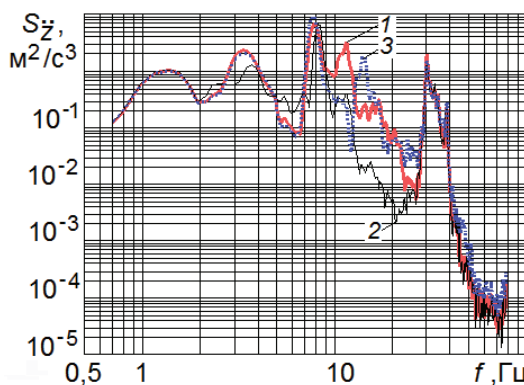
Для варианта без стабилизатора подвески кабины спектральные плотности вертикальных ускорений на сиденье водителя при различных жёсткостях шарниров рычагов направляющего механизма представлены на рисунке 8. При жёстких шарнирах (график 1) достигается самая высокая степень виброзащиты. Ужесточение шарниров в 10 раз значительно снижает передачу вертикальных вибраций в диапазонах 15 – 30 Гц и 50 – 60 Гц (графики 1, 2).



**Рисунок 7.** Влияние жёсткости шарниров рычагов и угловой жёсткости стабилизатора передней подвески кабины на вибронагруженность сиденья водителя. Спектральные плотности вертикальных ускорений на сиденье водителя (ровный булыжник, 60 км/ч): 1 – угловая жёсткость стабилизатора 200 (кН·м)/рад, жёсткость каждого из шарниров рычагов передней подвески кабины 300000 кН/м; без стабилизатора, жёсткость каждого из шарниров: 2 – 300000 кН/м; 3 – 30000 кН/м



**Рисунок 8.** Влияние жёсткости шарниров рычагов передней подвески кабины без стабилизатора на вибронагруженность сиденья водителя. Спектральные плотности вертикальных ускорений на сиденье водителя (ровный булыжник, 60 км/ч). Жёсткость каждого из шарниров: 1 – 300000 кН/м; 2 – 30000 кН/м; 3 – 10000 кН/м



**Рисунок 9.** Влияние установки мягких шарниров рычагов передней подвески кабины на вибронагруженность сиденья водителя. Спектральные плотности вертикальных ускорений на сиденье водителя (ровный булыжник, 60 км/ч, жёсткость каждого из шарниров рычагов передней подвески кабины 10000 кН/м). Угловая жёсткость стабилизатора: 1 – 200 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – без стабилизатора

При малой жёсткости шарниров рычагов подвески кабины наиболее рационален вариант с малой угловой жёсткостью стабилизатора подвески кабины (рисунок 9). Ужесточение стабилизатора до 200 (кН·м)/рад приводит к незначительному возрастанию межрезонансного максимума в диапазоне 2,5 – 4 Гц и заметному повышению спектральной плотности в диапазоне 9 – 25 Гц. Отсутствие стабилизатора обуславливает не только аналогичное возрастание межрезонансного максимума спектральной плотности, но и заметное повышение ускорений

в зоне 13 – 28 Гц.

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1. При высокой жёсткости шарниров рычагов подвески кабины угловая жёсткость стабилизатора подвески кабины не оказывает значимого влияния.
2. Для варианта без стабилизатора подвески кабины при жёстких шарнирах рычагов подвески кабины достигается самая высокая степень виброзащиты кабины по вертикальным ускорениям на сиденье водителя.
3. При малой жёсткости шарниров рычагов подвески кабины наиболее рациональны варианты с малыми жёсткостями стабилизатора подвески кабины.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана.

### Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 638 с.
2. Горобцов А.С. Программный комплекс расчёта динамики и кинематики машин как систем твёрдых и упругих тел // Справочник. Инженерный журнал. – 2004. – № 9. – С. 40 – 43.
3. Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е., Поляков Ю.А. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.
4. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учётом больших движений твёрдых тел // Известия Тульского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2013. – Вып. 6. Ч. 1. – С. 102 – 115.

### **Использование коэффициента учета вращающихся масс при определении приведенных (эквивалентных) моментов инерции**

к.т.н. Гусаков Д.Н.

Университет машиностроения

8 (495) 223-05-23 доб. 1587, avt@mami.ru

*Аннотация.* Проанализированы варианты определения эквивалентного момента инерции, часто используемого при анализе функционирования колесной машины. Рассмотрена возможность применения используемого в теории автомобиля параметра – коэффициента учета вращающихся масс, в целях решения задач, соответствующих случаям отсутствия жесткой связи между двигателем и движителем, например, на фазе буксования сцепления. Предложены формулы для определения эквивалентного момента инерции с использованием коэффициента учета вращающихся масс.

*Ключевые слова:* автомобили и тракторы, проектирование, трансмиссия, сцепление, момент инерции.

### Введение

Как известно, усложняющей деятельность инженера спецификой проектирования новых конструкций, особенно на ранних стадиях этого процесса, является дефицит информации о свойствах и характеристиках компонентов создаваемого изделия. Часто это приводит к тому, что проектные расчеты приходится повторять многократно, уточняя результаты по мере получения новых или уточнения ранее использованных данных. Обычно количество итераций зависит от того, насколько точно на первой стадии проектных расчетов удалось выбрать или рассчитать исходные данные.

Современная методика проектирования колесной машины предусматривает расчет конструкции с учетом инерционности отдельных ее элементов. Инерционные показатели двига-