

ций тензорезисторы наклеиваются буквой «Т». Схема наклейки представлена на рисунке 4.

Таблица 1

Сводная таблица эквивалентных напряжений

Данные	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4	Точка 5
Экспериментальное значение	19,22	44,73	26,13	58,31	108,82
Расчет МКЭ	29,98	41,21	19,78	54,47	143,52

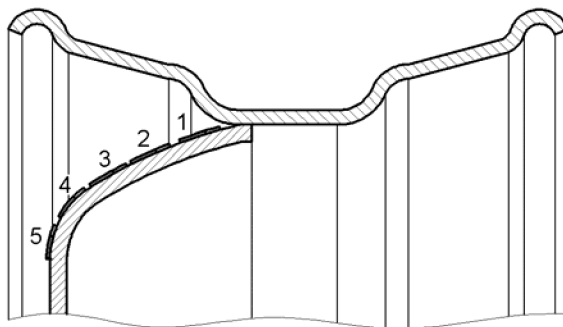


Рисунок 4 – Схема наклейки тензодатчиков

Для сравнения в этой же таблице 1 представлены напряжения, полученные при использовании метода конечных элементов. Как видно из таблицы, имеет место довольно хорошее совпадение результатов. Отличие результатов в точках 1 и 5 можно объяснить сложными геометрическими параметрами реальной конструкции, которые сложно задать МКЭ.

Литература

1. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С. Аналитическое решение задачи НДС диска автомобильного колеса и разработка рекомендаций по выбору его рациональных конструктивных параметров. // 20 симпозиум «Проблемы шин и резинотканевых композитов». – 12-16 октября 2009 г., т. 1, с. 80-88.
2. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С. Напряженно-деформированное состояние диска колеса с учетом влияния изгибающего момента и осевой силы. // Автомобильная промышленность. – 2007 г. - №7, с. 13-16.
3. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С., Лукьянов М.Н. Расчет и анализ напряженно-деформированного состояния конструкций дисков автотракторных колес, применяемых в современном колесостроении. // Материалы 65 международной НТК ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». – 2009 г. – с.52-58

Определение закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля из условия изохронности частоты свободных колебаний при изменении массы автомобиля

к.т.н. проф. Крамской Н.А., доц. Чуканин Ю.П., к.т.н. проф. Щербаков В.И.

Университет машиностроения

8-495-223-05-23 доб. 1457, sopr@mami.ru

Аннотация. Выведены зависимости для закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля, обеспечивающей изохронность частоты малых свободных колебаний автомобиля при изменении его массы.

Ключевые слова: подвеска автомобиля, нелинейная упругая характеристика, частота свободных колебаний.

Транспортное средство типа автомобиля относится к машинам, масса которых в процессе эксплуатации (перевозки грузов) может варьироваться в широких пределах. В результате этого изменяются его динамические свойства, важной характеристикой которых является

ся спектр собственных частот. Для улучшения плавности хода желательно, чтобы с увеличением массы автомобиля низшие собственные частоты, определяющие вертикальные колебания, не изменялись (изохронная подвеска). Этого можно достичь, если подобрать характеристику подвески так, чтобы ее жесткость прогрессивно увеличивалась по мере роста стрелы прогиба. Определение закона изменения нелинейности упругой характеристики такой подвески и является целью данной работы. Расчет проведем, используя одно- и двухмассовую динамические модели подвески автомобиля, как наиболее распространенные при аналитических расчетах движения автомобиля [1, 2].

1. Рассмотрим расчетную схему подвески с одной степенью свободы (рисунок 1а), включающую подрессоренную массу m и безынерционный нелинейный упругий элемент – пружину.

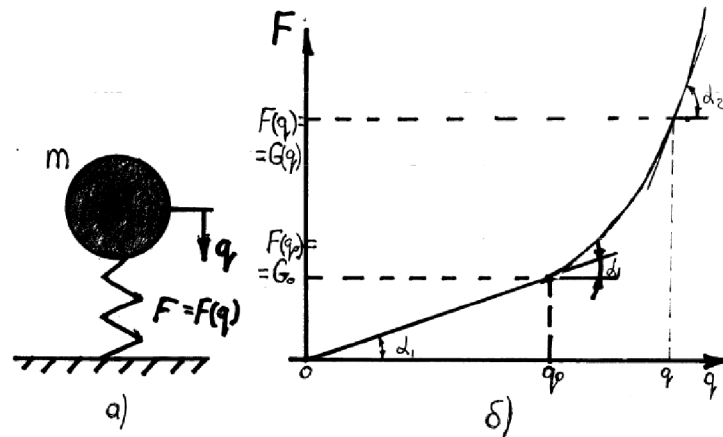


Рисунок 1 – Одномассовая динамическая модель: а- расчетная схема; б- нелинейная упругая характеристика

Исходными данными для расчета являются:

m_0 - начальная подрессоренная масса, соответствующая снаряженному автомобилю;

ν_0 - желаемая частота малых свободных колебаний подрессоренной массы, назначаемая в соответствии с рекомендациями, например, согласно [3] низшая собственная частота свободных колебаний для легковых автомобилей должна находиться в пределах 0,8...1,3Гц, а для грузовых – 1,2...1,8Гц.

Начальная масса системы m_0 в дальнейшем может увеличиваться до текущего значения m . Этим массам соответствуют силы тяжести:

$$G_0 = m_0 \cdot g, \quad G(q) = m(q) \cdot g,$$

где g - ускорение свободного падения; G_0 - сила тяжести, соответствующая начальной массе системы m_0 ; $G(q)$ - сила тяжести, соответствующая текущему значению массы системы $m(q)$; q - обобщенная координата системы, отсчитываемая от нулевого положения, при котором сила в упругом элементе равна нулю.

Принимаем, что на первом участке характеристика упругости $F(q)$ линейная (рисунок 1,б), т.е. при $0 < q \leq q_0$ жесткость системы C_1 постоянна и равна

$$C_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{G_0}{q_0},$$

где: α_1 - угол наклона линейного участка к горизонтали или оси q ;

q_0 - вертикальное смещение системы при действии силы тяжести, равной G_0 .

На участке $q > q_0$ характеристика упругости $F(q)$ нелинейная, обеспечивающая постоянство собственной частоты вертикальных колебаний системы при изменении ее массы. Вид этой зависимости $F(q)$ и требуется установить.

Частота свободных колебаний системы ν_1 на первом линейном участке характеристики определяется выражением:

$$\nu_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_1 \cdot g}{G_0}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{q_0}}. \quad (1)$$

Приравняв ν_1 желаемой частоте ν_0 , найдем осадку q_0 при действии силы тяжести G_0 :

$$q_0 = \frac{g}{4 \cdot \pi^2 \cdot \nu_0^2}.$$

Тогда необходимая жесткость линейного участка равна:

$$C_1 = 4 \cdot \pi^2 \cdot m_0 \cdot \nu_0^2.$$

Текущая частота малых свободных колебаний системы ν_2 на втором (нелинейном) участке характеристики упругости определяется по формуле:

$$\nu_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C(q) \cdot g}{F(q)}}, \quad (2)$$

где: $C(q) = \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{dF(q)}{dq}$ - текущая жесткость системы.

Здесь α_2 - угол наклона касательной в текущей точке нелинейного участка характеристики упругости.

Приравняв правые части формул (1) и (2), получим дифференциальное уравнение для определения нелинейной характеристики упругости $F(q)$:

$$\frac{dF(q)}{dq} - \frac{1}{q_0} \cdot F(q) = 0.$$

Общее решение этого уравнения имеет вид:

$$F(q) = K \cdot e^{\alpha q} = K \cdot e^{\frac{q}{q_0}}, \quad (3)$$

где: K - постоянная интегрирования;

$$\alpha = \frac{C_1}{G_0} = \frac{1}{q_0} \text{ - параметр.}$$

Для определения константы K рассмотрим граничное условие – место стыковки двух участков характеристики упругости, где обобщенная координата q равна $q = q_0 = \frac{G_0}{C_1}$, а сила в упругом элементе равна силе тяжести начальной массы $F(q_0) = G_0$. Подставив эти значения в уравнение (3), получим:

$$F(q_0) = K \cdot e^{\alpha q_0} = K \cdot e^{\frac{C_1 \cdot G_0}{G_0 \cdot C_1}} = K \cdot e = G_0.$$

Определим постоянную интегрирования $K = \frac{G_0}{e} = G_0 \cdot e^{-1}$.

Тогда характеристика упругости системы будет определяться выражением:

$$F(q) = \begin{cases} C_1 \cdot q, & \text{при } 0 < q \leq q_0; \\ G_0 \cdot \exp\left(\frac{\Delta q}{q_0}\right), & \text{при } q > q_0; \end{cases} \quad (4)$$

а жесткости:

$$\frac{dF(q)}{dq} = \begin{cases} C_1, & \text{при } 0 < q \leq q_0; \\ c_1 \cdot \exp\left(\frac{\Delta q}{q_0}\right), & \text{при } q > q_0; \end{cases} \quad (5)$$

где: $\Delta q = q - q_0$ - дополнительная осадка упругого элемента при увеличении поддрессоренной массы.

Таким образом, изохронность одномассовой динамической модели подвески можно достичь, если подобрать характеристику упругого элемента так, чтобы ее жесткость прогрессивно увеличивалась по экспотенциальному закону по мере роста стрелы прогиба.

Для практического применения формул (4) и (5) $\exp\left(\frac{q}{q_0} - 1\right)$ можно разложить в сте-

пенной ряд по $\left(\frac{q}{q_0} - 1\right)$, т.е. $\exp\left(\frac{q}{q_0} - 1\right) = 1 + \left(\frac{q}{q_0} - 1\right) + \frac{\left(\frac{q}{q_0} - 1\right)^2}{2!} + \frac{\left(\frac{q}{q_0} - 1\right)^3}{3!} + \dots$

Удерживая первые четыре члена ряда, получим после преобразования

$$\exp\left(\frac{q}{q_0} - 1\right) \approx \frac{1}{3} + \frac{1}{2}\left(\frac{q}{q_0}\right) + \frac{1}{6}\left(\frac{q}{q_0}\right)^3.$$

Числовая проверка этой упрощенной формулы при изменении q от q_0 до $3q_0$ дает расхождение с точными значениями от 0 до 14,3%, что можно считать приемлемым для практических расчетов.

2. Рассмотрим расчетную схему подвески с двумя степенями свободы (рисунок 2а), учитывающую неподдрессоренную массу m_n и упругую характеристику шины.

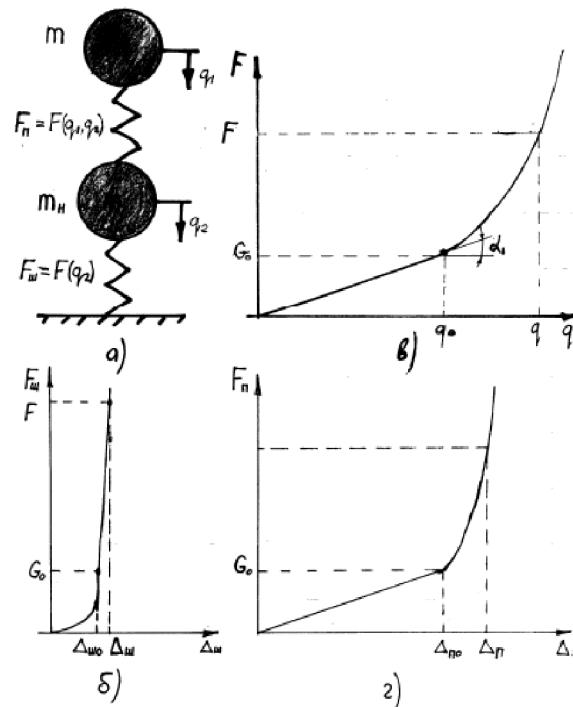


Рисунок 2 – Двухмассовая динамическая модель подвески: а – расчетная схема; б, в, г – упругие характеристики соответственно шины, эквивалентного упругого элемента и упругого элемента подвески

Исходными данными для расчета являются, как и в случае рассмотрения одномассовой системы (см. п. 1), параметры m_0 , ν_0 и дополнительно упругая характеристика шины (рису-

нок 2б). Последняя при малых нагрузках нелинейная, а в области средних и больших нагрузок можно считать линейной [1, 3].

При исследовании низкочастотных колебаний подрессоренной массы m можно пренебречь влиянием неподрессоренной массы m_n и тогда вместо двухмассовой динамической модели с двумя степенями свободы (q_1, q_2 - обобщенные координаты) следует использовать одномассовую модель с одной степенью свободы (q - обобщенная координата). Упругий элемент подвески и шины объединим в эквивалентный упругий элемент с текущим коэффициентом жесткости C , вычисляемым по формуле [2]

$$C = \frac{C_{II} \cdot C_{III}}{C_{II} + C_{III}},$$

где: C_{II} - жесткость упругого элемента подвески;

C_{III} - жесткость шины.

Для эквивалентного упругого элемента оптимальная характеристика определяется выражением (4) (рисунок 2б). Задачей данного расчета является установление характеристики упругого элемента подвески $F_{II} = F(\Delta_{II})$, где $\Delta_{II} = q_1 - q_2$ - деформация упругого элемента подвески.

Как и в случае расчета в п.1, принимаем, что на первом участке характеристика упругости $F_{II} = F(\Delta_{II})$ линейная (рисунок 1з), т.е. при $\Delta_{II} \leq \Delta_{II0}$

$$F_{II} = C_{II1} \cdot \Delta_{II},$$

где жесткость C_{II1} постоянна и равна

$$C_{II1} = \frac{C_1 \cdot C_{III1}}{C_{III1} - C_1}, \quad (6)$$

где: $C_1 = 4 \cdot \pi^2 \cdot m_0 \cdot v_0^2$; $C_{III1} = \frac{G_0}{\Delta_{III0}}$;

Δ_{III0} - деформация шины при статической нагрузке от веса G_0 снаряженной массы m_0 .

При нагрузках $F > G_0$ имеем:

- для шины

$$F_{III} = G_0 + C_{III2} \cdot (\Delta_{III} - \Delta_{III0}), \quad (7)$$

- для эквивалентного упругого элемента

$$F = G_0 \cdot \left[\frac{1}{3} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{q}{q_0} \right) + \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{q}{q_0} \right)^3 \right], \quad (8)$$

где: C_{III2} - жесткость шины при $F_{III} > G_0$; $\Delta_{III} = q_2$; $q = q_1$; $q_0 = \frac{G_0}{C_1}$.

Характеристику упругого элемента подвески на втором участке ($F_{II} > G_0$) ищем в виде (см. рисунок 2з):

$$F_{II} = G_0 \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right) + d \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right)^3 \right], \quad (9)$$

где: Δ_{II0} - деформация элемента при статической нагрузке от веса G_0 снаряженной массы m_0 ; a, b, d - константы.

Для определения неизвестных констант a, b и d следует составить систему трех алгебраических уравнений.

Первое уравнение получим, если в формуле (9) положим $F_{II} = G_0$, $\Delta_{II} = \Delta_{II0}$, тогда:

$$a+b+d=1.$$

Два других уравнения составим, используя следующий алгоритм. Задаем значением q_* ($q_* > q_0$) смещения подрессоренной массы m . По формуле (8) находим F_* . Значение F_* подставим в выражение (7), из которого получим:

$$\Delta_{III*} = \frac{F_* - G_0 + C_{III0} \cdot \Delta_{III0}}{C_{III2}}.$$

Далее находим $\Delta_{II*} = q_* - \Delta_{III*}$. Подставив F_* и Δ_{II*} в (9), получим линейное алгебраическое уравнение, связывающее константы a , b и d .

Решив систему трех уравнений, найдем искомые значения a , b и d , а следовательно, и закон изменения характеристики упругого элемента подвески.

Итак, характеристика упругого элемента подвески для двухмассовой расчетной схемы определяется выражением:

$$F_{II} = \begin{cases} C_{II1} \cdot \Delta_{II}, & \text{при } \Delta_{II} \leq \Delta_{II0}; \\ G_0 \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right) + d \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right)^3 \right], & \text{при } \Delta_{II} > \Delta_{II0}; \end{cases} \quad (10)$$

а жесткости

$$\frac{dF_{II}}{d\Delta_{II}} = \begin{cases} C_{II1}, & \text{при } \Delta_{II} \leq \Delta_{II0}; \\ G_0 \cdot \left[\frac{b}{\Delta_{II0}} + \frac{3 \cdot d}{\Delta_{II0}} \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right)^2 \right], & \text{при } \Delta_{II} > \Delta_{II0}; \end{cases} \quad (11)$$

Вывод

На основании проведенных расчетных исследований установлены законы нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля, обеспечивающие изохронность частоты малых свободных колебаний при изменении массы автомобиля.

Литература

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. [текст]/ Р.В. Ротенберг. - М: Машиностроение, 1972. - 392с.
2. Гусев А.С. Теория колебаний в автомобиле- и тракторостроении. [текст]/ А.С. Гусев, А.Л. Карунин, Н.А. Крамской и др. - М: МГТУ «МАМИ», 2007. - 336с.
3. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. [текст]/В.П. Тарасик. - СПб.: БХВ-Петербург, 2006. - 478с.
4. Крамской Н.А., Лукин А.С., Чуканин Ю.П., Щербаков В.И. Повышение плавности хода автомобиля при применении нового упругого элемента из композиционного материала. Тезисы доклада «МИКМУС-2006». - М.: ИМАШ РАН, 2006.
5. Чуканин Ю.П., Щербаков В.И. Определение закона изменения нелинейности характеристики упругости подвески автомобиля из условия сохранения постоянства собственной частоты при изменении его массы. Тезисы докладов 77-й МНТК ААИ, МГТУ «МАМИ» 2012.
6. Щербаков В.И. Исследование упругого элемента для подвески транспортного средства. [текст]/ Щербаков В.И., Аксенов Д.В., Круглов К.М., Чуканин Ю.П.// Строительная механика и теория надежности конструкций: тезисы докладов НТК 30 янв.- 03 февр. 2012г. МАДИ (ГТУ). - М.:МАДИ(ГТУ), 2012. - С.-12-13.
7. Щербаков В.И. Колебания колесной машины при движении по неровной дороге. Учебное пособие. [текст]/ Щербаков В.И., Надеждин В.С.; под ред. Н.А. Крамского. - М.:МГТУ «МАМИ», 2011. - 40с.
8. Щербаков В.И. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций.

Учебное пособие с грифом УМО. [текст]/ Щербачков В.И., Чабунин И.С. Изд. 2-е испр. и доп. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 336с.

9. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. Учебник с грифом Минобрнауки [текст] / И.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 592с.

10. Агапов В.П. Строительная механика автомобиля и трактора. Учебник с грифом Минобрнауки [текст]/ В.П. Агапов, С.С. Гаврюшин, А.Л. Карунин, Н.А. Крамской. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 400с.

Метод построения компактных кинематических схем планетарных коробок передач

д.т.н. проф. Шарипов В.М., к.т.н. проф. Маринкин А.П.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23 (1111), trak@mami.ru

Аннотация. Рассмотрен метод построения компактных кинематических схем планетарных коробок передач на примере планетарной коробки передач с двумя степенями свободы.

Ключевые слова: планетарная коробка передач, трехзвенный дифференциальный механизм; уравнение кинематики.

В настоящее время все более широкое применение в мощных промышленных тракторах, автомобилях и особенно в быстроходных гусеничных машинах получают планетарные коробки передач (ПКП), которые позволяют увеличить среднюю скорость движения машины ввиду сокращения времени на переключение передач, имеют более высокий КПД и облегчают процесс управления машиной при существенном снижении веса и габаритов конструкции [1 - 6].

После выполнения тягового расчета машины и разбивки передаточных чисел в ПКП перед конструктором стоит проблема выбора наиболее рациональной схемы ее конструкции, реализующей заданные передаточные числа. Выбор схемы ПКП является наиболее трудной и ответственной задачей для конструктора. Проблема состоит в том, что для заданных передаточных чисел можно построить большое многообразие схем ПКП. При этом эти схемы будут существенно отличаться между собой по сложности, величине КПД и целому ряду показателей, влияющих на технический уровень вновь разрабатываемой конструкции. Не зная принципов проектирования ПКП, практически невозможно построить все возможные схемы, реализующие заданные передаточные числа, и тем более выбрать из всего многообразия существующих схем наиболее рациональную.

Методика построения наиболее рациональных кинематических схем ПКП для заданных значений ее передаточных чисел достаточно хорошо отработана [1, 3, 4] и широко используется в практике проектирования ПКП как с двумя, так и с тремя степенями свободы.

При синтезе схем планетарных ПКП кроме однозвенных трехзвенных дифференциальных механизмов (ТДМ) смешанного зацепления шестерен наиболее часто используют ТДМ внешнего зацепления с двумя солнечными шестернями или смешанного зацепления – с двумя эпициклами [1 - 4]. Эти механизмы могут иметь малые значения характеристик k планетарного ряда ($1 \leq k < 1,5$) и их обычно komponуют с однозвенными ТДМ смешанного зацепления шестерен, образуя компактные структуры ПКП с присоединяемыми рядами.

Получаемые компактные структуры упрощают конструкцию ПКП, так как в двух рядом расположенных независимых ТДМ насчитывают лишь четыре центральных звена вместо шести: две солнечные шестерни, эпицикл и общее водило или два эпицикла, солнечную шестерню и общее водило [2].

Однако в литературе очень мало внимания уделено вопросу проектирования ПКП с присоединяемыми планетарными рядами.

Недостатком присоединяемых рядов является более низкий КПД в относительном дви-