

УДК 620.174 (075.8)

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛИСТОВЫХ РЕССОР

студенты гр.101091-15 Шимукович В.И., Шишко П.А.

студент гр. 101081-15 Верас А.К.

Научный руководитель – доц. Реут Л.Е.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Динамические нагрузки и колебания, испытываемые автомобилями при их эксплуатации на дорогах с неровными поверхностями, в значительной степени снижают эксплуатационно-технические качества автомобилей и, как результат, эффективность использования автомобильного транспорта. Основным устройством, защищающим автомобиль от динамических воздействий, вызванных неровностями дороги, является подвеска, которая обеспечивает передачу сил и моментов между колесом и рамой (кузовом) автомобиля. В зависимости от назначения транспортного средства, его грузоподъемности и условий эксплуатации подвески могут иметь различные формы и конструкцию.

В настоящее время наиболее распространенными упругими элементами в подвесках автомобилей являются листовые рессоры. Рессора передаёт нагрузку от рамы или кузова на ходовую часть транспортного средства (колёса, опорные катки гусениц и т.д.) и смягчает удары и толчки при прохождении по неровностям пути. Их устанавливают на большинстве грузовых автомобилей и прицепов, на многих моделях легковых автомобилей и автобусов. Широкое применение подвески с листовыми рессорами объясняется простотой ее конструкции, небольшой стоимостью и малой трудоемкостью обслуживания. Этим объясняется и планируемое на перспективу применение рессорных подвесок на автомобильном транспорте. К их положительным свойствам следует отнести также относительно простую технологию изготовления, удобство ремонта и возможность выполнять функцию направляющего устройства. Недостатками листовых рессор являются их высокая металлоемкость и недостаточный срок службы. И хотя величина потенциальной энергии деформации у рессоры в 2 – 3 раза меньше, чем торсионов и пружин, последние требуют наличия рычажного направляющего

устройства, что увеличивает вес подвески. Из листовых рессор наиболее распространенными являются:

- полуэллиптическая (качающаяся серьга);
- кантилеверная (консольная);
- четвертная (зашемленная).

В настоящее время применяют рессоры, в проушинах которых устанавливают резиновые втулки, что уменьшает скручивающие усилия при перекосе мостов. Отрицательно влияет на работу рессор трение между листами, поэтому их смазывают графитовой смазкой, а для легковых машин применяют неметаллические прокладки. По концам рессорных листов устанавливают вставки из пластмасс или пористой резины (против сухого трения).

Принцип проектирования и расчета листовых рессор основан на создании балок равного сопротивления, имеющих, как и другие элементы такого типа, более высокую гибкость и податливость, обеспечивающие способность выдерживать большие динамические нагрузки без разрушения.

Исходя из условий работы рессоры, ее можно рассматривать как балку, лежащую на двух опорах и посередине пролета нагруженную сосредоточенной силой F (рис. 1, а). Запроектируем рессору как балку равного сопротивления, имеющую постоянную высоту сечения h_0 , но переменную ширину b_z .

Первоначально из условия прочности на изгиб определим ширину сечения b_0 посередине пролета. Это опасное место на балке, где $M_{\max} = F\ell/4$ (рис. 1, б):

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\max}} = \frac{F\ell/4}{b_0 h_0^2/6} \leq [\sigma], \text{ откуда } b_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{F\ell}{h_0^2 [\sigma]}. \quad (1)$$

Далее устанавливаем закон изменения ширины b_z , при котором во всех сечениях балки выполняется условие равенства напряжений (см. рис. 1, б):

$$[\sigma] = \frac{M_{\max}}{W_{\max}} = \frac{F\ell/4}{b_0 h_0^2/6} \text{ и } [\sigma] = \frac{M_z}{W_{x(z)}} = \frac{(F/2)z}{b_z h_0^2/6} \rightarrow$$

$$\frac{F\ell/4}{b_0 h_0^2/6} = \frac{(F/2)z}{b_z h_0^2/6}, \text{ откуда } b_z = 2b_0 \frac{z}{\ell}. \quad (2)$$

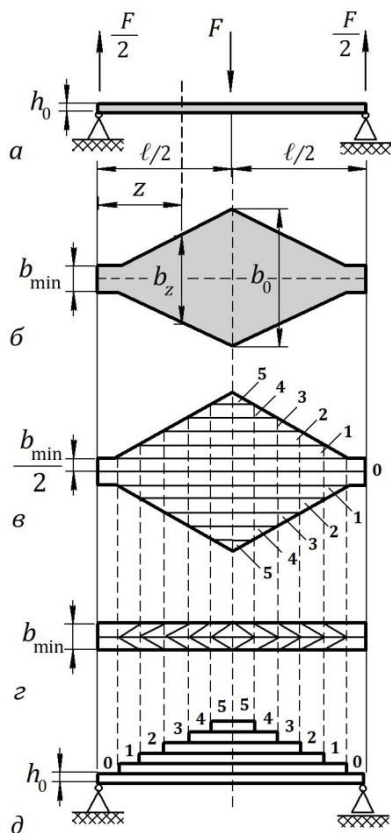


Рис. 1

сопротивления, является крайне неудобной на практике, поэтому рессоре придают несколько другой, более компактный вид. Для этого на чертеже лист рессоры разделяют на узкие продольные полоски шириной $b_{\min}/2$ (рис. 1, в), нумеруют их, а затем в соответствующем порядке укладывают одна на другую, придавая рессоре вид, представленный на рис. 1, з, д. Именно так и выглядят листовые рессоры, только каждый лист выполняется цельным, а не состоящим из двух продольных половинок. Если листы пакета соединить между собой (например, сварить или склепать), то получится балка постоянной ширины b_{\min} и переменной высоты h_z сечения. Но на практике листы не связаны друг с другом (не считая специальных хомутов, удерживающих их от рассыпания),

Затем из условия прочности на срез определяем наименьшую ширину b_{\min} сечений, которые опираются на опоры:

$$\tau_{\max} = \frac{QS_x^{\text{отс}}}{b_{\min} I_x} \leq [\tau]_{\text{срез}},$$

где $S_x^{\text{отс}} = b_{\min} h_0^2 / 8$ – статический момент относительно нейтральной оси отсеченной части площади; $Q = F/2$ – поперечная сила в опорном сечении балки; $I_x = (b_{\min} h_0^3) / 12$ – осевой момент инерции сечения.

Подставляя указанные величины в условие прочности, получаем:

$$b_{\min} = \frac{3F}{4h_0 [\tau]_{\text{срез}}}. \quad (3)$$

Полученный вид рессоры в плане представлен на рис. 1, б. Однако подобная конструкция, хотя и соответствует балке равного

они свободно скользят друг относительно друга, соприкасаясь только в отдельных точках и создавая трение между собой. Вследствие этого при изгибе в них возникают неодинаковые прогибы и напряжения и принцип равного сопротивления здесь нарушается. Однако если трением пренебречь или технологически свести его к минимуму, листы при изгибе будут получать приблизительно одинаковую кривизну, а значит, и одинаковые напряжения. При этом с точки зрения напряжений и деформаций конструкции в виде полос, уложенных пакетом (см. рис. 1, д), и полос, уложенных рядом друг с другом (см. рис. 1, в), полностью эквивалентны. Поэтому пакетная форма рессоры не изменяет условий ее работы и полностью соответствует балке равного сопротивления.

Определим прогиб листовой рессоры посередине пролета и сравним результат с полученным ранее для балки постоянного сечения. Для расчета используем метод непосредственного интегрирования

дифференциального уравнения упругой линии балки:
$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{M_{изг}}{EI_x}.$$

Так как балка изменяется по ширине, момент инерции будет также величиной переменной и составит

$$I_{x(z)} = \frac{b_z h_0^3}{12} = \frac{2b_0(z/\ell)h_0^3}{12} = \frac{b_0 h_0^3}{12} \cdot \frac{2z}{\ell} = I_{x(\max)} \frac{2z}{\ell}, \quad (4)$$

где $I_{x(\max)}$ – момент инерции опасного сечения в середине пролета.

Мысленно помещаем балку (см. рис. 1, а) в систему координат с началом в крайнем левом сечении. Балка имеет два участка, поэтому интегрирование следует производить по двум участкам, однако в силу симметрии расчетной схемы достаточно рассмотреть только левую половину и, получив для нее уравнение прогибов, определить прогиб посередине пролета. Берем сечение z слева направо (см. рис. 1, а), изгибающий момент в котором равен:

$$M_z = (F/2)z. \quad (5)$$

Преобразуем уравнение дифференциальное уравнение упругой линии балки с учетом (4) и (5) к виду

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{M_z}{EI_{x(z)}} = \frac{(F/2)z}{EI_{x(\max)}(2z/\ell)} = \frac{F\ell}{4EI_{x(\max)}}. \quad (6)$$

Производим двойное интегрирование уравнения (6) и получаем уравнения соответственно углов поворота и прогибов:

$$y' = \Theta_z = \int \frac{(F\ell)}{4EI_{x(\max)}} dz = \frac{F\ell}{4EI_{x(\max)}} z + C;$$

$$y_z = \int \Theta_z dz = \int \left(\frac{F\ell}{4EI_{x(\max)}} z + C \right) dz = \frac{F\ell}{4EI_{x(\max)}} \cdot \frac{z^2}{2} + Cz + D,$$

где C и D – постоянные интегрирования, определяемые из следующих условий:

— на левой опоре прогиб равен нулю, т. е. $y_{z/z=0} = 0 \rightarrow D = 0$;

— в середине пролета в силу симметрии приложенной нагрузки угол поворота сечения также равен нулю, т. е. $\Theta_{z/z=\ell/2} = 0 \rightarrow$

$$\frac{F\ell}{4EI_{x(\max)}} \cdot \frac{\ell}{2} + C = 0 \rightarrow C = -\frac{F\ell^2}{8EI_{x(\max)}}.$$

Тогда окончательно уравнение прогибов принимает вид

$$y_z = \frac{F\ell}{8EI_{x(\max)}} z^2 - \frac{F\ell^2}{8EI_{x(\max)}} z. \quad (7)$$

Максимальный прогиб возникает в середине пролета при $z = \ell / 2$, и на основании выражения (7)

$$y_{\max} = -F\ell^3 / 32EI_{x(\max)}. \quad (8)$$

Сравнивая значение прогиба (8) с величиной прогиба аналогичной балки, но постоянного сечения $y_{\max} = -F\ell^3 / 48EI_{x(\max)}$, видно, что прогиб рессоры в 1,5 раза больше, что еще раз подтверждает высокую деформируемость и упругость элементов равного сопротивления.

Использование подвески переменной жесткости обеспечивает постоянную плавность хода автомобиля независимо от нагрузки на него. Изменения жесткости подвески в широких пределах достигают следующими конструктивными мероприятиями:

— введением в подвеску дополнительного упругого элемента — резинового буфера, пружины или дополнительной рессоры;

– выполнением рессоры из нескольких частей, вступающих в работу последовательно;

– уменьшением рабочей длины рессоры благодаря исключению концов рессоры или ее центрального участка.

Изменения жесткости подвески в сравнительно узких пределах можно достигнуть соответствующей установкой рессоры. На грузовых автомобилях и автобусах обычно применяют дополнительные рессоры. При небольшой нагрузке на автомобиль работает только основная рессора. Когда же нагрузка достигает заданной величины, дополнительная рессора соприкасается с кронштейнами рамы, и с этого момента нагрузку воспринимают и основная и дополнительная рессоры.

Литература

1. Феодосьев, В.И. Соппротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: Наука, 1986. – 512 с.

2. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Учеб. пособие для вузов / В.А. Кузнецов, И.Ф. Дьяков. Под ред. Н.А. Евдокимова. – Ул.: УлГТУ, 2003. – 60 с.

3. Ходовые системы колесных тракторов: Учеб. Пособие для вузов / Е.С. Наумов, А.П. Парфенов, В.М. Шарипов. Под ред. В.М. Шарипова. – М.: МАМИ, 1999. – 36 с.

4. Пархиловский, И. Г. . Автомобильные листовые рессоры / И.Г. Пархиловский. – М.: Машиностроение, 1978.

5. Пановко, Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – М.,1976.

6. Пархиловский, И. Г., Цхай, Ф. А. Определение нагрузочного режима и методика расчета долговечности рессор автомобильных подвесок. В кн.: «Исследования в области конструирования автомобилей» – М., 1970, с. 165—205.