электронный научно-технический журнал
ИНЖЕНЕРНЫЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51036. ISSN 2307-0595

Определение параметров модели рессоры для анализа нагрузок и оценки прочности элементов подвески в системе расчёта динамики твердых тел

12, декабрь 2016

Левенков Я. Ю.[1,*], Чичекин И. В.[1]

УДК: 629.015

[1]Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана
*cm-10@yandex.ru

Введение

Для оценки нагрузок в шарнирах сложных механических систем используются методы расчета динамики твердых тел.

Для анализа усилий в шарнирах рессорной подвески нужна модель рессоры, *наиболее приближенная к конструкции реальной* рессоры. Наиболее подходящей может быть модель рессоры, представленной в работе [0] - каждая рессора моделируется пятью шарнирно связанными телами с упруго- фрикционной угловой связью, выбранной из условия обеспечения вертикальной жесткости рессоры с учетом сил трения. Авторы не раскрывают метода расчета упруго- фрикционных характеристик шарниров.

Данная работа посвящена опыту создания модели передней подвески специальной шарнирно-сочлененной колесной машины, показан метод расчета упругих характеристик шарниров, зная геометрические размеры рессоры. Показан пример расчета максимальных статических нагрузок элементов конструкции подвески, для наиболее типичных расчетных режимов движения колесной машины.

Разработка модели рессоры

Рассмотрим пример расчета упругих характеристик шарниров на примере основной рессоры КАМАЗ-5460. В таблице 1 приведены геометрические размеры и параметры основной рессоры КАМАЗ-5460.

Таблица 1. Параметры рессоры КАМАЗ-5460

№	Название	Обозначение	Значение
1.	Рабочая длина рессоры	l_p	1800 мм
2.	Длина переднего конца рессоры	l_1	900 мм
3.	Длина заднего конца рессоры	l_2	900 мм
4.	Не рабочая длина рессоры, стянутая стремянками	l_c	300 мм
5.	Ширина листа рессоры	b_p	90 мм

6.	Количество листов рессоры имеющих одинаковую длину с коренным листом	n_{lk}	2
7.	Количество остальных листов	n_{lk}	8
8.	Общее количество листов рессоры	$n_p = n_k + n_l$	10
9.	Толщина коренного листа	h_{lk}	14 мм
10.	Толщина остальных листов	h_l	16 мм
11.	Форма сечения листов рессоры	-	прямоугольная

В настоящее время накоплен большой опыт проектирования листовых рессор [[3] - [6]]. Вертикальную жесткость многолистовой рессоры можно найти, зная ее геометрические размеры:

$$c_p = \frac{3 \cdot l_p \cdot E \cdot \left(n_k \cdot J_k + n_l \cdot J_l\right)}{\delta_p \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}$$

где: $E = 2.15 \cdot 10^5$ МПа, модуль упругости первого рода для рессорно-пружиной стали, применяемой для изготовления рессор [[2]];

J_k - момент инерции сечения коренного листа рессоры:

$$J_k = \frac{b_p \cdot h_{lk}^3}{12} = 2.058 \cdot 10^{-8} м^4$$

J_l - момент инерции сечения остальных листов рессоры:

$$J_l = \frac{b_p \cdot h_l^3}{12} = 3.072 \cdot 10^{-8} м^4$$

δ_p - коэффициент учета прогиба реальной рессоры по сравнению с балкой постоянной толщины:

$$\delta_p = \frac{3 \cdot \left[\left(1 - n_p^{-1}\right) \cdot \left(1 - 3 \cdot n_p^{-1}\right) - 2 \cdot n_p^{-2} \cdot \ln\left(n_p^{-1}\right)\right]}{2 \cdot \left(1 - n_p^{-1}\right)^3} = 1.391$$

$$c_p = 364989 \text{ Н/м}$$

Упругая характеристика многолистовой рессоры близка к линейной. Статический прогиб под действием вертикальной статической нагрузки $P_z = 40000$ Н:

$$f_z = P_z / c_p = 40000/364989 = 0.111 \text{ м} \quad (1)$$

Статический прогиб рессоры КАМАЗ-5460 при испытаниях на стенде завода изготовителя (рис. 1):

$$f_{z_экс} = Ho - Hk = 0.118 - 0.010 = 0.108 \text{ м}$$

Разница получившихся значений прогибов рессоры, полученные в результате расчета и в ходе эксперимента составляет:

$$\Delta = \frac{f_z - f_{z_экс}}{f_{z_экс}} = \frac{0.111 - 0.108}{0.108} = 1.45\%$$

Полученную точность аналитических расчетов считаем приемлемой для дальнейших инженерных расчетов.

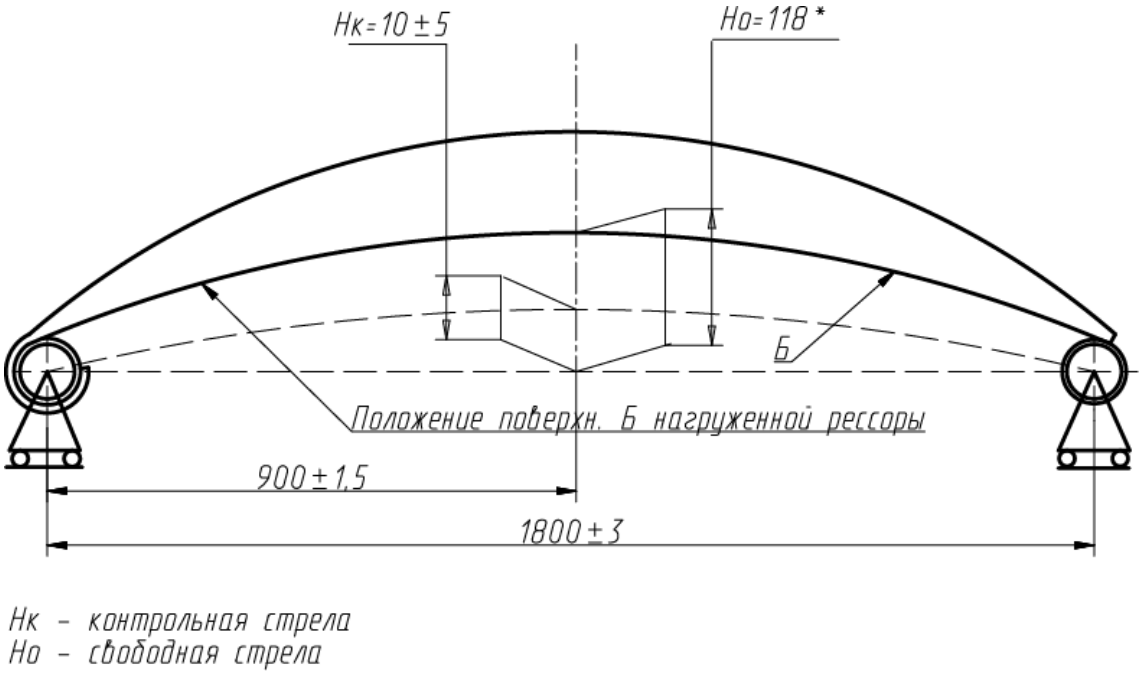

Рис. 1. Схема контрольных испытаний рессоры

Для моделирования рессоры передний и задний участки разобьём на три элементарных участка ($n_e = 3$). Чем больше будет количество таких участков, тем ближе будет форма модели к реальной рессоре при деформации, но также модель будет более сложная, увеличится время разработки и расчета.

Модель рессоры состоит из трех звеньев 2 (рис. 2), переднего конца рессоры, среднего участка 4, трех звеньев 5 заднего конца рессоры. Звенья между собой соединены шарнирами - упругими пружинами кручения. Упругая характеристика реальной рессоры близка к линейной, а жесткости этих пружин должны быть переменными, т.к. при изгибе рессоры изменяется плечо приложения силы. Однако длина рессоры изменяется незначительно, а расчет нелинейных характеристик упругими пружинами кручения трудоемкий. Поэтому в работе сделано допущение и приняты угловые жесткости пружин постоянными. Линейные жесткости шарниров должны быть такими, что бы звенья рессоры не могли перемещаться друг относительно друга под действием внешних сил.

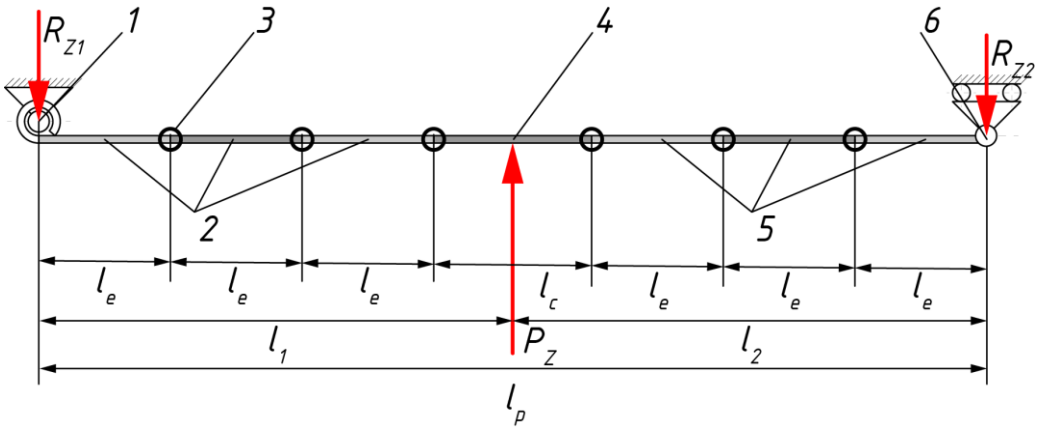

Рис. 2. Схема модели рессоры

Передний конец рессоры 1 опирается на неподвижную опору, разрешающую только вращение относительно поперечной оси, а задний конец 6 опирается на подвижную опору разрешающую перемещение вдоль продольной оси и поворот относительно всех осей рессоры.

Для определения угловых жесткостей шарниров составим расчетную схему (рис. 3). Каждый элементарный участок рессоры имеет длину:

$$l_{e1} = \frac{l_1 - 0.5 \cdot l_c}{n_e} = \frac{0.9 - 0.5 \cdot 0.3}{3} = 0.25 \text{ м}$$

$$l_{e2} = \frac{l_2 - 0.5 \cdot l_c}{n_e} = \frac{0.9 - 0.5 \cdot 0.3}{3} = 0.25 \text{ м}$$

Т.к. в примере $l_1 = l_2$, т.е. рассматривается симметричная рессора то, для удобства примем $l_{e1} = l_{e2} = l_e$.

Рассмотрим передний участок рессоры, для заднего все будет аналогично. Примем, что профиль рессоры при отсутствии внешних вертикальных нагрузок близкий к эллиптическому. Элементарные участки рессоры друг относительно друга повернуты на угол φ, а углы поворота элементарного участка относительно горизонтальной оси показаны на рис. 3.

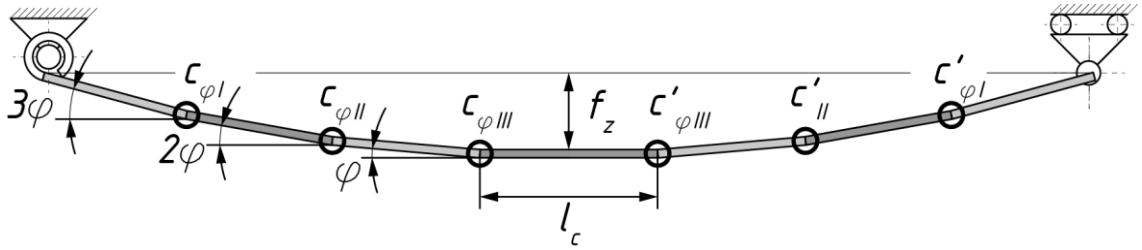

Рис. 3. Расчетная схема для определения угловой жесткости шарниров

Угол поворота между элементарными участками (φ) можно определить из геометрии:

$$f_z = l_e \cdot \sum_{i=1}^{n_e} \sin(i \cdot \varphi) \tag{2}$$

Определив φ можно определить угловые жесткости шарниров относительно продольной оси:

$$c_{\varphi j} = \frac{R_{z1} \cdot l_e \cdot \sum_{i=n_e}^{n_e - j} \cos(i \cdot \varphi)}{\varphi} \tag{3}$$

где: j - номер шарнира;

Угол $\varphi = 4.21$ град - найден из уравнения (2).

R_{z1} - вертикальная реакция в переднем кронштейне рессоры (см. рис. 2):

$$R_{z1} = P_z \cdot l_2 / l_p$$

$$R_{z2} = P_z \cdot l_1 / l_p$$

Т.к. рессора симметричная то $R_{z1} = R_{z2} = 0.5 \cdot P_z = 20000$ Н для статического прогиба, тогда угловые жесткости соответственно равны:

$$c_{\varphi I} = 3519 \text{Н} \cdot \text{м/град}; \; c_{\varphi II} = 2334 \text{Н} \cdot \text{м/град}; \; c_{\varphi III} = 1159 \text{Н} \cdot \text{м/град}$$

При установке рессоры на автомобиль часть рессоры, которая соединяется стремянками с балкой моста не участвует в работе, следовательно, уменьшается ее рабочая длина и увеличивается жесткость [[3] - [6]]. Для проведения дальнейших расчетов нужно определить жесткость рессоры, установленную на автомобиле (стянутую стремянками):

$$c_{p_a} = c_p \cdot \frac{(l_p - 0.5 \cdot l_c) \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{l_p \cdot \left[(l_1 - 0.25 \cdot l_c)^2 \cdot (l_1 - 0.25 \cdot l_c)^2 \right]} = 473855 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Далее необходимо по формулам (1) - (3) определить статический прогиб, угол между звеньями для ненагруженной рессоры и новые значения угловых жесткостей шарниров:

$$f_z = 0.084 \text{ м}$$

$$\varphi = 3.23 \text{ град}$$

$$c_{\varphi I} = 4603 \text{Н} \cdot \text{м/град}; \; c_{\varphi II} = 3060 \text{Н} \cdot \text{м/град}; \; c_{\varphi III} = 1524 \text{Н} \cdot \text{м/град}$$

Пример расчета

В системе расчета динамики твердых тел разработана модель передней зависимой рессорной подвески специального шарнирно – сочлененной колесной машины. Подвеска включает рессоры 1, амортизаторы 2, стабилизатор поперечной устойчивости 3 и буферов отбоя 4. Рессоры 1, созданы по описываемому методу. Буферы отбоя заданы пружиной сжатия с нелинейной характеристикой. Рама автомобиля 5 неподвижная. Все звенья механической системы абсолютно жесткие. Нагрузки в пятне контакта колеса с опорной поверхностью прикладываются к балке моста 6.

Выполнен сравнительный анализ статического прогиба подвески полученный аналитически и в системе расчета динамики твердых тел (**Ошибка! Источник ссылки не найден.**, а). Масса неподрессоренных элементов подвески не учитывалась. Статический прогиб полученный при моделировании (**Ошибка! Источник ссылки не найден.**, а) составил 0.085 м, что достаточно близко (разница 1.2%) совпадает с результатами аналитического расчета.

Анализ нагрузок в шарнирах подвески представлен для трех нагрузочных режимов:

1) Колесная машина стоит на ровной горизонтальной опорной поверхности;
2) Удар, вертикальная нагрузка в 3 раза превышает статическую нагрузку;
3) Торможение с замедлением 5.5 м/с^2.

Результаты расчета представлены на **Ошибка! Источник ссылки не найден.** и в таблице 2. Все результаты представлены в глобальной системе координат – X – продольная ось колесной машины, Y – поперечная ось, Z – вертикальная ось. Результаты расчета представлены для шарниров подвески левой стороны, нагрузки на шарнирах правой стороны будут равны соответствующим нагрузкам с левой стороны. Разработанная модель рессоры позволяет определять нагрузки:

– в кронштейнах рессор;
– в стремянках рессор;
– в шарнирах стабилизатора поперечной устойчивости;

– изменение формы рессоры под действием реактивных моментов, s – образный изгиб рессоры при торможении (**Ошибка! Источник ссылки не найден.** в).

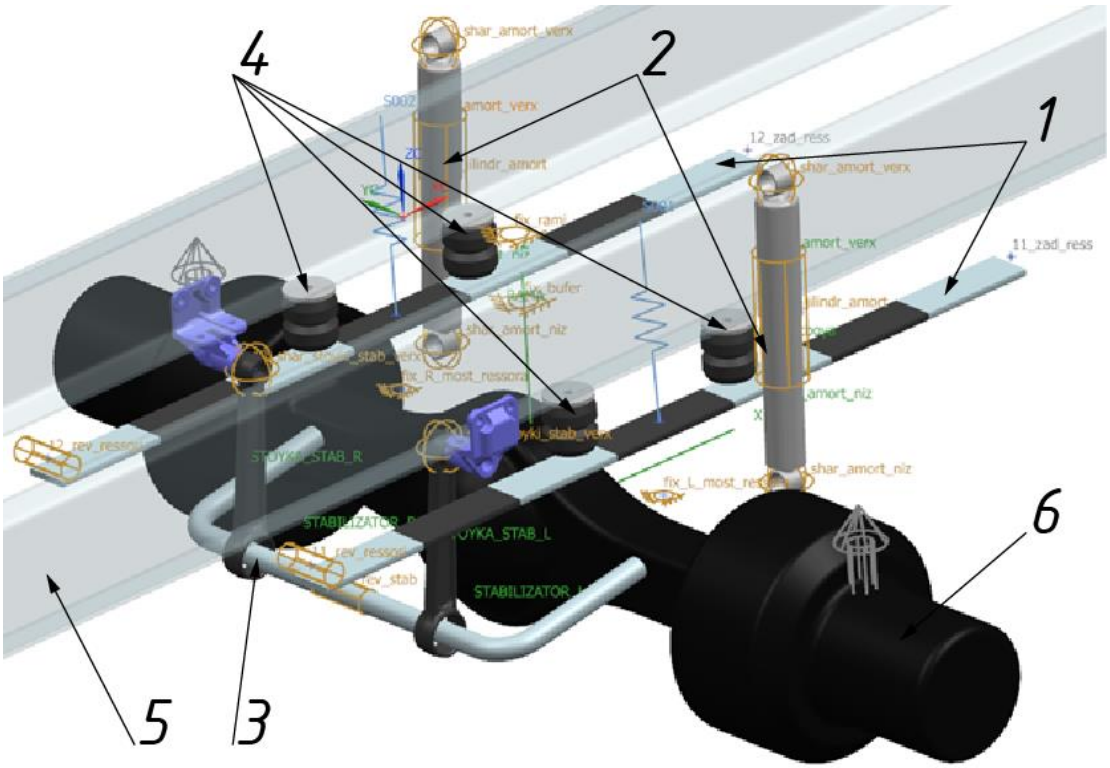

Рис. 4. Общий вид модели передней рессорной подвески

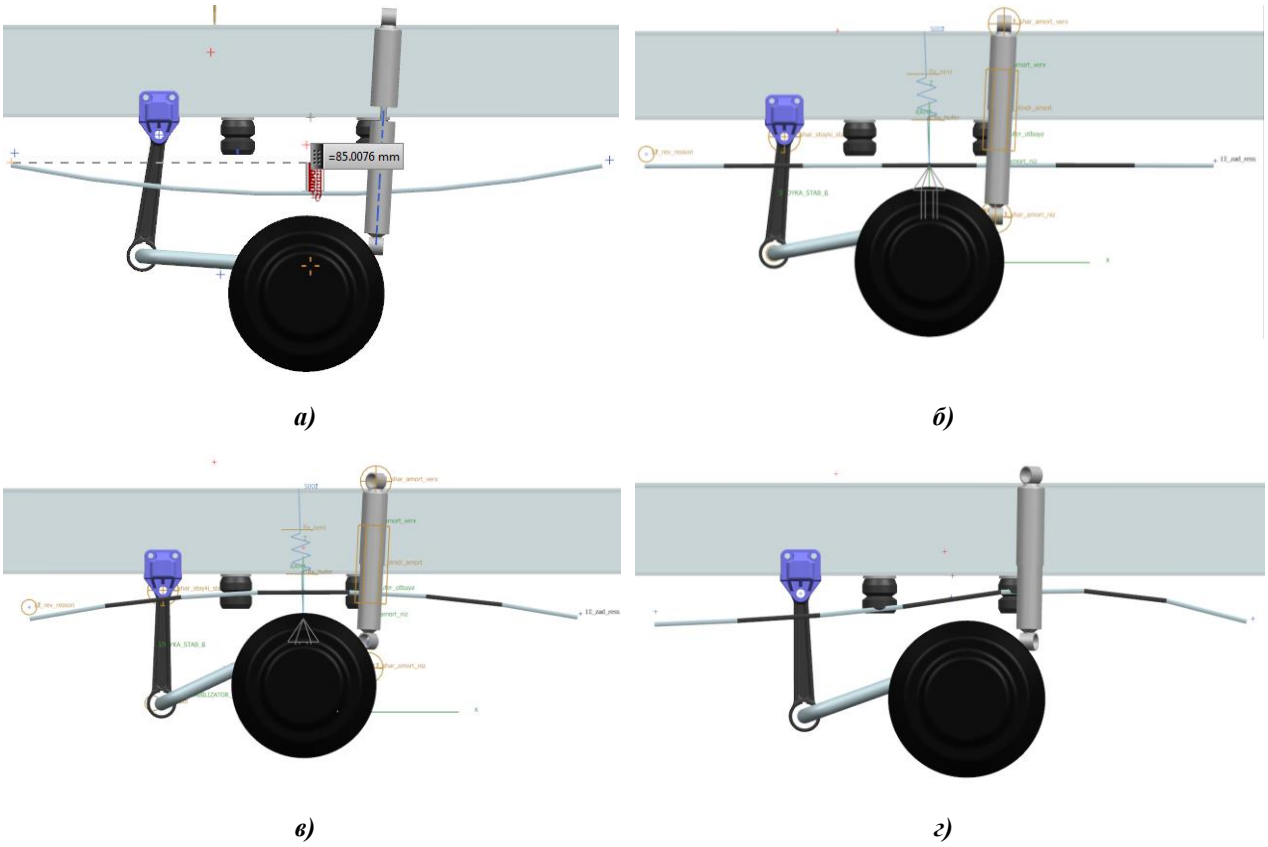

Рис. 5. Кинематика подвески под действием нагрузок в режимах нагружения:

а) прогиб рессоры, при отсутствии внешних вертикальных сил; **б)** статическая вертикальная нагрузка; **в)** максимальная вертикальная нагрузка; **г)** режим торможения с замедлением 5,5 м/с^2

Таблица 2. Результаты расчета усилий в передней рессорной подвески, Н

№	Название шарнира	Ось	Стоит на горизонтальной ОП	Максимальная вертикальная нагрузка	Торможение
1)	Передний левый кронштейн рессоры	X	0	-2077	-55440
		Y	1	1	0
		Z	-19726	-38052	-5801
2)	Задний левый кронштейн рессоры	X	-1	18	94
		Y	-6	-1	-2
		Z	-19513	-37756	-63413
3)	Втулка крепления стабилизатора с мостом, левая	X	8	1	-3
		Y	0	0	0
		Z	-20	-21	-22
4)	Втулка между стабилизатором и стойкой, левая	X	8	1	-3
		Y	0	0	0
		Z	74	72	71
5)	Момент в стабилизаторе, Н*м	Z	0	0	0

Заключение

В результате проведенного исследования установлено:

1. Представленный метод создания моделей рессорных подвесок, позволяет, используя известные геометрические размеры, разрабатывать модели рессор, характеристики которых близкие к реальным, полученным в ходе эксперимента.

2. Построенная модель передней подвески, позволяет получить усилия в шарнирах подвески с учетом реальной ее кинематики и особенностей установки рессоры.

3. Необходимо разработать метод оценки жесткостных свойств шарниров, связывающих звенья рессоры, относительно продольной и вертикальных осей.

Список литературы

[1]. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Особенности построения статических характеристик независимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели. М.: Известия МГТУ «МАМИ». 2013. Т. 1. № 1(15). 284 с.

[2]. ГОСТ 14959 – 79. Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. Технические условия. (с Изменениями N 1-6). Введ. 1981-01-01. М.: Стандартинформ. 2006. 17 с.

[3]. Кушвид Р.П. Чичекин И.В. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета: учебник. М.: МГИУ. 2014. 558 с.

[4]. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. Теория, расчёт и испытания. М.: Машгиз. 1954. 256 с.

[5]. ГОСТ Р 51585-2000. Рессоры листовые автомобильных транспортных средств. Общие технические условия. Введ. 2001-01-01. М.: ИПК Издательство стандартов. 2000. 21 с.

[6]. Афанасьев Б.А., Гладов Г.И., Белоусов Б.Н., Полунгян А.А. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т. 1. / Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2008. 496 с.