

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ РЕССОР

д. ф.-м. н. **Василевич Ю.В.**, асп. **Томило Е.В.***Белорусский национальный технический университет, Минск*

Введение. Автомобильная промышленность и сельхозмашиностроение являются одними из основных потребителей металлопроката, причем более 300 тыс. тонн проката высокого качества идет на конструктивные элементы подвески, что составляет около 20 % от годовой потребности в прокате. До 10 % импортируемого металлопроката приходится на рессорно-пружинные стали, используемые для изготовления упругих элементов подвески. Подвеска с листовыми рессорами применяется практически на всех зарубежных и отечественных грузовых автомобилях, прицепах и автобусах, а также на ряде легковых автомобилей. Положительными качествами такой подвески является простота, относительно низкая стоимость и малая трудоемкость изготовления и обслуживания. К существенным недостаткам ее следует отнести большую массу упругого элемента и в ряде случаев недостаточную его долговечность. Поэтому уменьшение металлоемкости листовых рессор и увеличение их долговечности является одной из наиболее актуальных задач в автомобилестроении.

Рессорные стали. Для изготовления рессор используют углеродистые и легированные стали, упрочняемые деформационным наклепом и термообработкой с мартенситным превращением. Так, кремнистая (60С2А) сталь перлитного класса, упрочняемая мартенситным превращением, имеет невысокий предел упругости, недостаточную релаксационную стойкость и длительную прочность, склонна к обезуглероживанию, росту зерна и обладает низкой прокаливаемостью. Такой комплекс свойств обусловлен химическим составом стали, в т.ч. наличием значительного количества кремния.

Хромомарганцевые стали (50ХГ) обладают лучшими технологическими свойствами. Совместное легирование хромом и марганцем сильно повышает прочностные характеристики стали при незначительном изменении пластических свойств. Добавка ванадия в хромомарганцевую сталь (50ХГФА) уменьшает ее чувствительность к перегреву, повышает устойчивость стали к отпуску за счет снижения коагуляции карбидной фазы. В результате сталь при высокой твердости обладает значительными пределами прочности, пропорциональности и упругости при повышенной пластичности.

Помимо варьирования химического состава стали, улучшения свойств изделий достигают применением различных способов термообработки. Стандартная термообработка пружинных сталей заключается в закалке в воду или масло и последующем отпуске. Температуру закалки и среду охлаждения выбирают в зависимости от марки стали. Отпуск, как правило, проводят в районе 400–500 °С на твердость 35–45HRC, что соответствует 1300–1600 МПа. После закалки микроструктура стали состоит из мелкокристаллического мартенсита и (или) бейнита твердостью 58–62HRC. После отпуска твердость должна составлять не более 269 НВ, микроструктура — бейнит и карбиды. Изотермическая закалка на нижний бейнит может обеспечить повышение сопротивления динамическому воздействию, повысить пластичность и вязкость материала. Так, после изотермической закалки стали 60С2А с выдержкой при 320 °С предел пропорциональности составляет 142 кг/мм² (1390 МПа). Если после изотермической закалки проводить дополнительный отпуск значительного предела пропорциональности и упругости повышаются.

Расчетный метод определения ресурса автомобильных рессор. Методы расчета рессоры как балки равного сопротивления дают возможность проектировать их с требуемой статической прочностью. Такие расчеты предполагают наличие постоянных напряжений в упругом элементе при нагружении в процессе эксплуатации. В автомобильных рессорах при работе наблюдаются непрерывно изменяющиеся практически случайным образом напряжения. И при эксплуатации, напряжения в упругом элементе могут не достигнуть предела прочности, не превзойти предел текучести для материала рессоры, однако спровоцировать поломку упругого элемента, обусловленную недостаточной усталостной прочностью. Разрушение может возникнуть вследствие превышения некоторого уровня напряжений S_r . В этом случае в рессорном листе образуется накопление усталостных повреждений. Зачастую на практике за уровень S_r принимают максимальные напряжения асимметричного цикла полученного с использованием схематизированной диаграммы предельных напряжений.

Таким образом, для снижения вероятности поломок упругих элементов, необходимо при проектировании рассчитывать их на усталостную долговечность.

Установлено, что при движении автомобиля с постоянной скоростью по однотипной дороге, случайная функция динамических напряжений

$$\sigma(t) = S(t) - S_{cp} \quad (1)$$

является стационарной, обладает эргодическим свойством и её мгновенные значения распределены по нормальному закону [1]. При этом уровень

$$S_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T S(t) dt \quad (2)$$

приблизительно равен напряжениям в рессоре при статическом нагружении

$$S_{cp} \approx \sigma_c. \quad (3)$$

Основываясь на гипотезе линейного суммирования повреждений, можно рассчитать долговечность рессоры

$$L_{\Pi} = \frac{v T_e D_{\sigma} N_0 \sigma_r^m}{3600 \int_{\chi}^{\infty} \sigma^{m+1} e^{-\frac{\sigma^2}{2D_{\sigma}}} d\sigma}, \quad (4)$$

где v – скорость движения автомобиля; T_e – эффективный период изменения динамических напряжений;

$$T_e = 2\pi \sqrt{D_{\sigma} / D_{\dot{\sigma}}}; \quad (5)$$

D_{σ} и $D_{\dot{\sigma}}$ – дисперсии соответственно случайной функции динамических напряжений и её производной; N_0 , σ_r и m – соответственно число циклов в точке перегиба, предел выносливости и показатель кривой выносливости при заданных средних напряжениях в рессоре; $\sigma_r^m N = \sigma^m N = const$;

$$\chi = \frac{\sigma_r}{\sqrt{D_{\sigma}}}; \quad (6)$$

После преобразований получили окончательную формулу для расчёта долговечности рессоры

$$L_{\Pi} = \frac{2\pi N_0 \chi^m v}{\omega_0 \psi(m+2) P(\chi^2; m+2) 3600}, \quad (7)$$

где $\psi(m+2)$ – нормировочная постоянная распределения Пирсона; $P(\chi^2; m+2)$ – функция χ^2 распределения Пирсона.

Долговечность рессоры в смешанных условиях эксплуатации автомобиля устанавливают по предельным долговечностям в каждом конкретном условии эксплуатации L_1, L_2, \dots, L_n и по продолжительности работы автомобиля $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ в тех же условиях, выраженной в долях общего пробега L . Тогда

$$L = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\alpha_i}{L_i}}. \quad (8)$$

Помимо приведенной методики расчёта долговечности упругих элементов существуют методики проверочного расчёта, которые отличаются способом систематизации нагруженного режима, получаемого при испытаниях готового автомобиля (работы А.М. Горелика, С.В. Серенсена и др.).

Ресурсные испытания рессор автомобильных транспортных средств проводятся в соответствии с ГОСТ Р 51585-2000.

Стенды для ресурсных испытаний, состоящие из: механизма, обеспечивающего циклические прогибы рессор; механизма нагружения рессор для создания предварительной деформации; устройства для изменения хода; устройства для охлаждения рессор воздухом; счетчика числа циклов.

Рекомендуется применять устройство для принудительной остановки стенда при достижении заданного числа циклов или времени, а также устройства для контроля жесткости рессор без снятия их со стенда. Мощность стенда и диапазон возможных ходов и частот выбирают в зависимости от типа испытываемых рессор. Установка для определения упругой характеристики рессоры состоит из пресса, обеспечивающего нагружение рессоры. Она должна иметь системы измерения деформации и нагрузки, обеспечивающие точность измерения $\pm 1\%$.

Схема испытаний на подвижных тележках представлена на рисунке 1. При наличии скользящего конца тележки жестко связывают между собой штангой 1. Длина штанги $L_{ш}$ равна рас-

стоянию между кронштейнами в реальной подвеске. Для рессор со скользящими концами (нижняя схема на рисунке 1) рекомендуется жесткое крепление в центре. Деформацию рессоры измеряют как при нагрузке, так и при разгрузке.

По данным испытаний строят график упругой характеристики рессоры (рисунок 1), на котором на участке ± 25 мм от прогиба, соответствующего статической нагрузке, между линиями нагрузки и разгрузки проводят среднюю линию, соответствующую упругой характеристике рессоры при отсутствии трения.

Жесткость рессоры при статической нагрузке определяют отношением приращения нагрузки по средней линии характеристики при прогибе ± 25 мм от положения, соответствующего статической нагрузке, к значению этого прогиба. Режим ресурсных испытаний рессор задают следующими параметрами: ходом станда S , равным удвоенной амплитуде деформации рессоры; минимальной деформацией рессоры $f_{п}$ (поджатие рессоры), равной разнице между деформацией рессоры при статической нагрузке $f_{п}$ и амплитудой деформации рессоры $S/2$.

Деформацию рессоры при статической нагрузке определяют по упругой характеристике рессоры с заделкой как расстояние от оси ординат до точки пересечения средней линии упругой характеристики с горизонтальной линией, соответствующей статической нагрузке. Ход станда S определяют из условий, что амплитуда изменения напряжений σ_a при испытаниях многоресорных рессор в заделке равна ± 3000 даН·см⁻².

Многоресорные рессоры, напряжения которых при статической нагрузке менее 3000 даН·см⁻², испытывают при пульсирующем цикле, т.е. при нулевом напряжении в рессоре и амплитуде 3000 даН·см⁻². При испытаниях малоресорных рессор допускается амплитуда напряжений ± 4500 даН·см⁻². Для рессор, напряжение которых при статической нагрузке более 6000 даН·см⁻², амплитуду напряжений при испытаниях допускается уменьшать

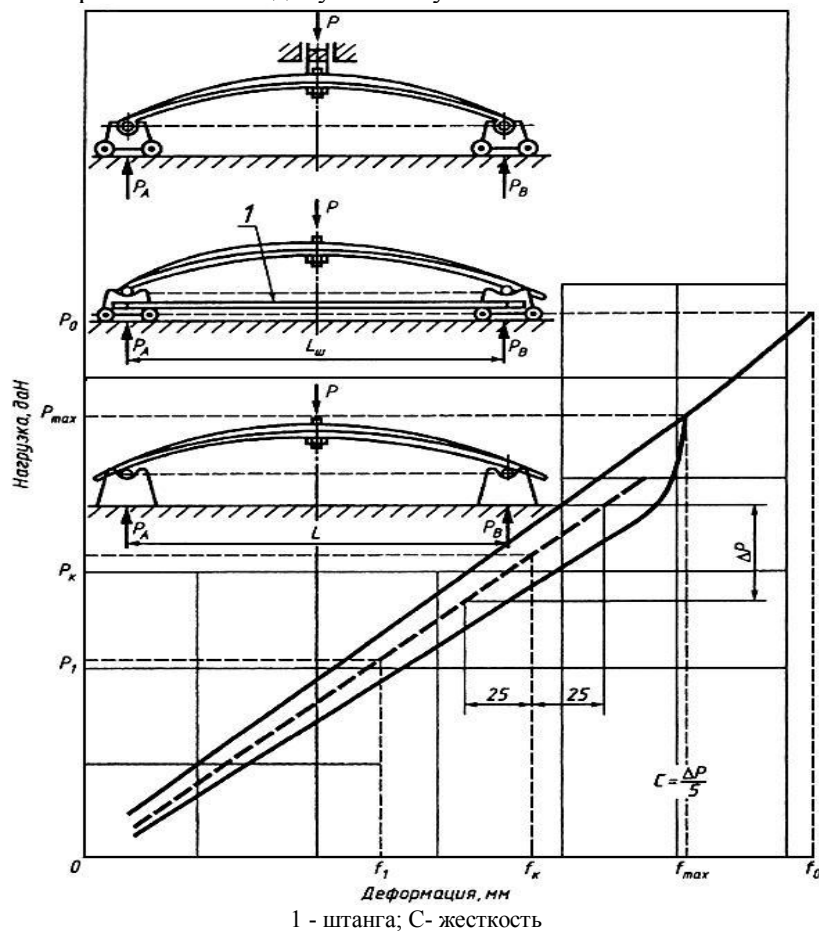


Рисунок 1. – Схема испытаний на подвижных тележках

При испытаниях малоресорных рессор допускается амплитуда напряжений ± 4500 даН·см⁻². Для рессор, напряжение которых при статической нагрузке более 6000 даН·см⁻², амплитуду напряже-

ний при испытаниях допускается уменьшать.

Ход стэнда S рассчитывают по формуле

$$S = \frac{2\sigma_\alpha}{\sigma_\gamma}, \quad (9)$$

где $\sigma_\gamma = \frac{C_\alpha}{K}$ – изменение напряжения при прогибе рессоры на 1 см, даН · см⁻³; C_α – жесткость рессоры в заделке при статической нагрузке, даН · см⁻¹; K – коэффициент, зависящий от конструкции рессоры. Для полуэллиптической несимметричной рессоры

$$K = \frac{L}{L_A L_B} \sum \bar{W}_i, \quad (10)$$

для полуэллиптического симметричного упругого элемента

$$K = \frac{4}{L} \sum \bar{W}_i, \quad (11)$$

где $\sum \bar{W}_i$ – момент сопротивления рессоры; $L = L_p \sqrt[3]{\frac{C}{C_\alpha}}$ – длина рессоры с учетом заделки; $L_A = L_{Ap} \frac{L_p - L}{2}$ – длина переднего конца рессоры; $L_B = L_{Bp} \frac{L_p - L}{2}$ – длина заднего конца рессоры; L_p, L_{Ap}, L_{Bp} – расчетные длины без учета заделки соответственно рессоры, ее переднего и заднего концов; C, C_α – жесткость рессоры, соответственно с заделкой и без нее.

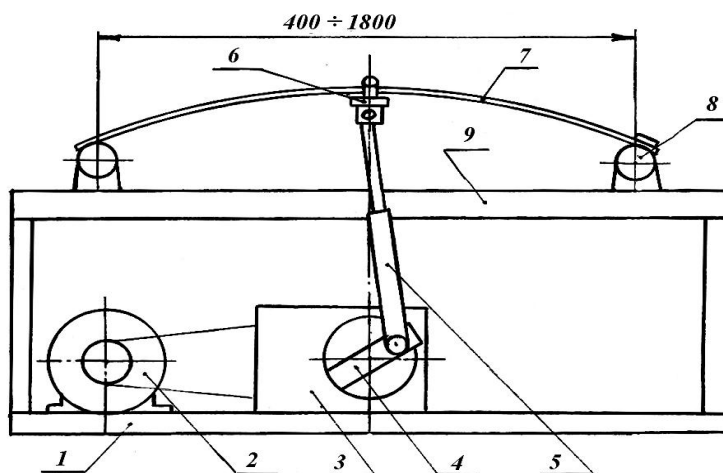
Усилия от ползуна стэнда к заделке рессоры передают: для несимметричных рессор и рессор с различной конструкцией концов – через подшипниковое устройство (нагрузочная штанга, подшипники качения и т.п.), обеспечивающее угловое перемещение рессоры; для симметричных рессор с одинаковой конструкцией концов допускается жесткое крепление к ползуну. Установленную на стэнд рессору подвергают предварительной деформации – поджатию рессоры.

Для оценки эффективности различных вариантов и режимов формирования усталостной прочности разработана методика сравнительных испытаний образцов, подвергнутых разным видам обработки. Суть методики состоит в сравнении числа одинаковых по амплитуде циклов нагружения путем изгиба заготовок, подвергнутых упрочнению, до их разрушения [2]. Эффективность упрочнения определяется уравнением

$$K_\alpha = n_y / n_n. \quad (12)$$

где n_y – число циклов нагружения до разрушения упрочненного образца; n_n – число циклов нагружения до разрушения образца, термообработанного по стандартному режиму, рекомендованному для данной марки стали.

В процессе выполнения работ был выбран стэнд для испытаний плоских упругих элементов на циклическую прочность. Принципиальная схема стэнда представлена на рисунке 2, внешний вид – на рисунке 3.



1 – основание; 2 – электродвигатель; 3 – редуктор; 4 – кривошип; 5 – шатун; 6 – захват; 7 – упругий элемент; 8 – вращающиеся опоры; 9 – рама
Рисунок 2. – Принципиальная схема стэнда

Стенд включает основание 1, на котором установлены электродвигатель 2 и соединенный с ним через клиноременную передачу редуктор 3. На выходном валу редуктора закреплен кривошипно-шатунный механизм, причем как кривошип 4, так и шатун 5 имеют возможность регулировки по длине. На свободном конце шатуна через вращающуюся опору размещен захват 6, действующий в процессе испытаний на упругий элемент 7. Упругий элемент установлен на вращающихся опорах. К одной из опор испытываемый элемент крепится жестко, на второй размещен свободно. Вращающиеся опоры закреплены на раме 9, установленной на основании. Конструкция кривошипно-шатунного механизма стенда позволяет за счет изменений длины кривошипа плавно изменить амплитуду нагружения от 0 до 150 мм. Изменение длины шатуна позволяет производить предварительную подгрузку испытываемого элемента на величину от 0 до 40 мм. Перемещение вращающихся опор позволяет испытывать образцы длиной от 400 до 1800 мм. Испытания проводили с частотой 0,9 Гц. Стенд снабжен электронно-механическим счетчиком числа циклов нагружения и механизмом автоматического отключения при разрушении испытываемого образца.

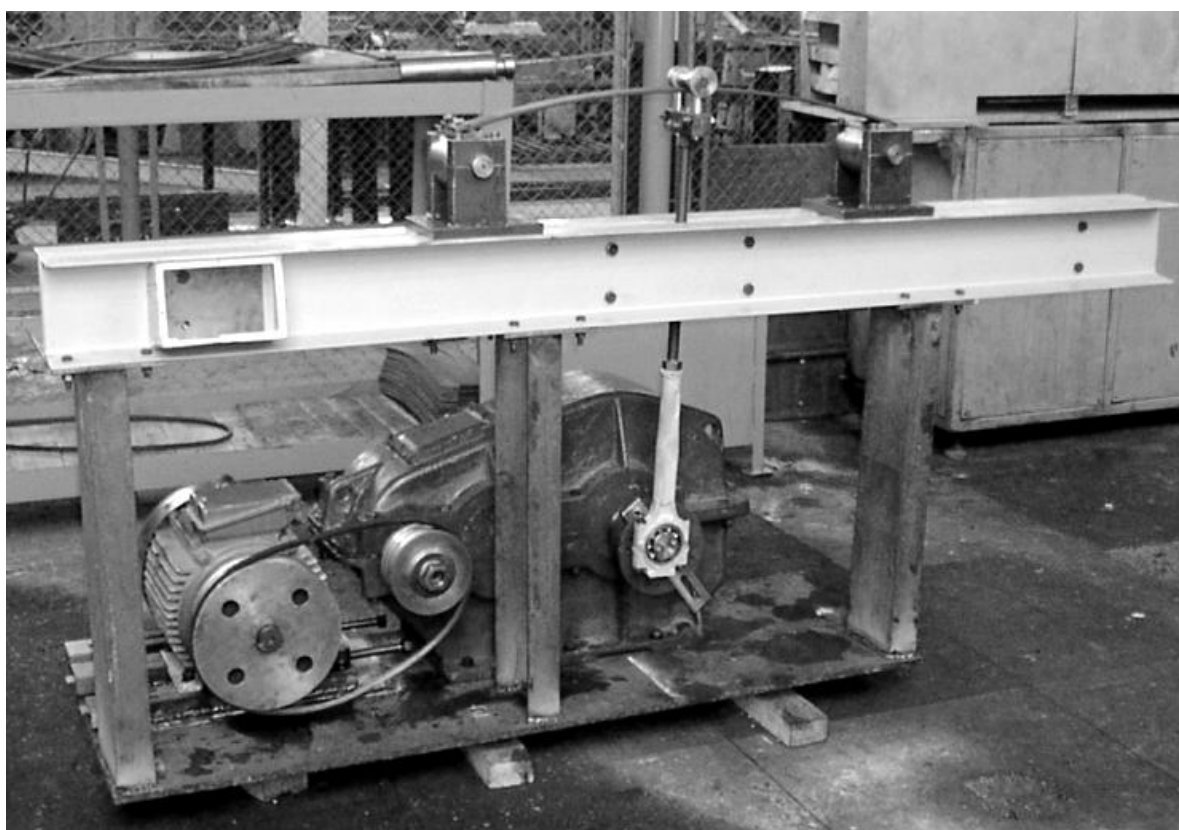


Рисунок 3. — Испытательный стенд

Сравнительным стендовым испытаниям подвергнуты листы рессоры из стали 50ХГФА с различными режимами термообработки и упрочнением поверхности. Установлено, что оптимизация термообработки позволяет повысить ресурс на 25...30%, а дробеструйное упрочнение до 40%. Рессора в сборе имеет ресурс на 30...40% ниже, чем ее отдельные листы, что можно объяснить негативным влиянием межлистового трения.

Выводы. Представленные аналитические зависимости позволяют оценить ресурс рессор в зависимости от их прочностных характеристик и условий эксплуатации. Основное влияние на долговечность рессор оказывает тип и состояние дорожного покрытия. Качественное асфальтобетонное покрытие обеспечивает увеличение ресурса рессор до десяти раз. Стендовые испытания представляют интерес, в первую очередь, для результатов, полученных при сравнительных испытаниях, и не отражают реальную долговечность рессор при эксплуатации автомобиля.

РЕЗЮМЕ

В статье представлены аналитические зависимости, позволяющие оценить долговечность рессор. Описаны основные факторы, оказывающие влияние на ресурс плоских упругих элементов. Приведены методики ресурсных испытаний, оборудование для их проведения, материалы и основные результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
2. Перспективные материалы и технологии / Под редакцией В.В. Клубовича – Витебск: Изд-во УО «ВГТУ», 2013. – 655с. – Глава 18. Аналитический расчёт и компьютерное моделирование напряжённо-деформированного состояния листовых рессор // Клубович В.В., Василевич Ю.В., Томило Е.В., Игнатков Д.А. – с.356–389
3. Василевич, Ю.В. Моделирование напряжённо-деформированного состояния упругих элементов при больших деформациях / Ю.В. Василевич, В.В. Левкович, Е.В. Томило // Современные методы и технологии создания и обработки материалов: VII Междунар. науч.-техн. конф. (Минск, 19-21 сентября 2012 г.): сб. материалов. В 3 кн. Кн. 3. Технологические процессы обработки металлов давлением, получения материалов с применением технологий литья. – Минск: ФТИ НАН Беларуси, 2012. – С.215-221.
4. Клубович, В.В. Технологии и обработки специальных периодических профилей: монография / В.В. Клубович, В.А. Томило. – Минск: БНТУ, 2007. –298 с.
5. Томило Е.В. Влияние скорости нагружения на особенности деформирования листа переменного сечения / Сборник тезисов докладов международной научно-технической конференции молодых учёных «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности» Могилёв: Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 290 с.
6. Безухов, Н. И. Приложение методов теории упругости и пластичности к решению инженерных задач / Н. И. Безухов, О. В. Лужин. М. : Высш. шк., 1974.-200 с.
7. Писаренко, Г.С. Сопrotивление материалов / Г.С. Писаренко, В.А. Агарёв, А.Л. Квитка, В.Г. Попков, Э.С. Уманский. Киев. Вища школа, 1986. - С. 458 - 461.

SUMMARY

The paper presents the analytical dependencies for service life evaluation of springs. The main factors influencing the endurance of the plane elastic elements are described. The operational life testing methods, equipment to carry them out, materials and basic results are presented.

Поступила в редакцию 04.10.2013