

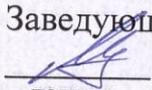
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 А.Е. Митяев

подпись

« 23 » 06 2016 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.03 Прикладная механика

**Расчет на усталостную прочность и определение долговечности
элемента подвески грузового автомобиля**

Пояснительная записка

Руководитель

 23.06.16

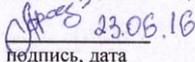
доцент, к.т.н.

А.Е. Митяев

подпись, дата

должность, ученая степень

Выпускник

 23.06.16

С.А. Афраимович

подпись, дата

Нормоконтролер

 23.06.16

доцент, к.т.н.

Д.Е. Груздев

подпись, дата

должность, ученая степень

Красноярск 2016

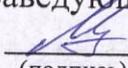
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Прикладная механика»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 А.Е. Митяев
(подпись)

« 4 » 04 2016 г

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы**

Студенту (ке) Афраймович Станислав Александрович

Группа МТ 12-05Б Направление (специальность) 15.03.03
«Прикладная механика»

Тема выпускной квалификационной работы
Расчет на усталостную прочность и определение долговечности элемента
подвески грузового автомобиля

Утверждена приказом по университету № 5238/с от 15.04.2016

Руководитель ВКР А.Е. Митяев доцент к.т.н каф. «Прикладная
механика»

Исходные данные для ВКР

Технические характеристики элемента подвески грузового автомобиля

Перечень разделов ВКР

- 1) *Общие сведения о грузовых автомобилях*
- 2) *Методы расчета автомобильных рессор*
- 3) *Расчет на усталостную прочность*
- 4) *Определение долговечности элемента подвески грузового автомобиля*

Перечень графического или иллюстративного материала с указанием основных чертежей, плакатов, слайдов:

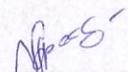
- a) *Тема бакалаврской работы*
- б) *Элементы подвески грузового автомобиля*
- в) *Действующие нагрузки*
- г) *Расчет на прочность элементов конструкции*
- е) *Выводы*

Руководитель ВКР


(подпись)

А.Е. Митяев

Задание принял к исполнению


(подпись)

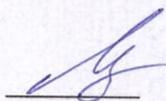
С.А. Афраймович

« 4 » 09 2016 г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК
выполнения этапов ВКР

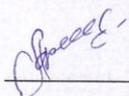
Наименование и содержание этапа	Срок выполнения	Примечание
1 Прохождение преддипломной практики	25.04.2016 – 05.06.2016	
2 Анализ собранных материалов	06.06.2016 – 10.05.2016	
3 Работа над теоретической частью проекта	11.06.2016 – 14.06.2016	
4 Работа над практической частью работы	15.06.2016 – 19.06.2016	
5 Оформление графической части работы	20.06.2016 – 22.06.2016	
6 Оформление пояснительной записки	23.06.2016	

Руководитель выпускной
квалификационной работы
« 4 » 04 2016 г.



А.Е. Митяев

Студент МТ 12-05Б
« 4 » 04 2016 г.



С.А. Афраймович

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Общие сведения о грузовых автомобилях	6
1.1 Устройство грузовых автомобилей	9
1.2 Подвеска грузовых автомобилей	10
1.3 Рессоры	13
2 Методика расчета рессоры	16
2.1 Нагрузки, действующие на рессоры в условиях эксплуатации автомобиля	16
2.2 Факторы влияющие на прочность рессор при переменных напряжениях	19
2.3 Рессорные стали. Требования к рессорной стали	24
2.4 Химический состав и механические свойства.	25
2.5 Основные положения для выбора допускаемых напряжений	29
3 Расчет и испытание рессор на усталостную прочность	36
3.1 Методика расчета	36
3.2 Влияние некоторых факторов на долговечность рессоры	40
3.3 Анализ результатов испытаний	43
3.4 Контрольные стендовые испытания	43
4 Расчет рессоры грузового автомобиля	47
4.1 Характеристики рессоры	48
4.2 Максимальные напряжения рессор	50
4.3 Определение долговечности	53
Заключение	55
Список использованных источников	56

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	РАСЧЕТ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТА ПОДВЕСКИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Афраймович С.А.		23.06.16				
Провер.		Митяев А.Е.		23.06.16			2	57
Реценз.						СФУ МТ 12-05Б		
Н. Контр.		Груздев Д.Е.		23.06.16				
Утвержд.		Митяев А.Е.		23.06.16				

ВВЕДЕНИЕ

Подвеска современного автомобиля в 90% случаев построена с применением пружин или гидро-пневматических амортизаторов. Однако существует категория автомобилей, которым требуется повышенная грузоподъемность и прочность ходовой части. Это серьезные внедорожники (джипы) и грузопассажирские автомобили. В конструкции этих машин применяется рессорная подвеска.

Рессора – одна из старейших, проверенных временем деталей подвески транспортного средства. Когда-то применение рессор считалось единственным способом обеспечения мягкой и комфортной езды. Сегодня появилось множество других элементов подвески, но рессоры используются до сих пор. Рессора – французское слово, которое переводится как «пружина». Эта деталь современной подвески авто когда-то широко использовалась при изготовлении конских повозок, в частности, карет. Позволить себе конный экипаж на рессорах могли лишь обеспеченные люди. Сегодня рессоры применяются при конструировании подвесок автомобилей. Главная задача этого изобретения – обеспечение плавности хода, сглаживание толчков, появляющихся из-за неровностей дороги. Подобная деталь не только делает комфортной поездку – данный элемент помогает доставить до места назначения в целостности, сохранности хрупкий груз, что и обусловило в дальнейшем основное использование рессоры на грузовых авто.

Под плавностью хода конструкторы подразумевают то, насколько транспортное средство тряское. Основным фактором, оказывающим влияние на «тряскость», является частота колебаний авто, сконструированного на подвеске. Частота находится в зависимости от соотношения массы к жесткости подвески по вертикали. Если масса увеличивается, то жесткость рессоры должна быть больше, и наоборот. Проблема использования рессор в небольших машинах в том, что «благоприятная» жесткость достигается при

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		4

увеличении нагрузки (груза), которая может быть разной. Поэтому чем она выше, тем авто комфортнее. Но, как показывает статистика, больше всего легковой автомобиль эксплуатируется при минимальной нагрузке (один водитель в салоне); поэтому рессоры в основном используют при создании грузовых авто.

Самый распространенный тип рессоры – многолистовой. Такая конструкция, включающая в себя несколько листов, изготовленных из углеродистой стали, считается более надежной. Такой элемент подвески представляет собой несколько узких металлических листов (обычно 7), стянутых в единый пакет при помощи центрального болта. При этом первый лист, находящийся сверху, толще остальных, как минимум, на 1 мм. Верхняя сторона каждого листа в процессе изготовления подвергается дробеструйной обработке для увеличения срока службы.

Чтобы исключить боковое смещение листов, их дополнительно стягивают хомутами, число которых – не менее 3-х. Каждый хомут прикрепляется к нижнему листу при помощи металлических заклепок. Сверху концы хомута стягиваются при помощи гайки, болта или шпильки. Концы верхнего листа изогнуты в виде ушек, через которые деталь крепится к раме автомобиля. Крепление осуществляется не напрямую, а через кронштейны, изготавливаемые из ковкого чугуна. Внутри ушек верхнего листа вставлены резиновые втулки, обеспечивающие мягкое и одновременно надежное соединение рессоры с лонжероном рамы. Уход за рессорами несложен и заключается, в основном в подтягивании хомутов и очистке листов от грязи.

Целью выполнения данной работы является определение усталостной прочности и долговечности рессоры грузового автомобиля.

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		5

1 Общие сведения о грузовых автомобилях

Грузовой автомобиль (грузовик) – автомобиль, предназначенный для перевозки грузов в кузове или на грузовой платформе. Используется термин грузовая техника для обобщённого обозначения машин, созданных на базе грузового автомобиля.



Рисунок 1.1 – Грузовой автомобиль МАЗ 509

Основой любой грузоперевозки является использование для нее того или иного вида транспорта. На данный момент грузоотправитель может выбрать один из четырех существующих видов транспорта автомобильный, железнодорожный, авиационный или водный. У каждого из этих видов транспорта есть свои плюсы и минусы, однако, автомобили пользуются наибольшей популярностью среди всех.

Перевозка грузов автомобильным транспортом является самой удобной и надежной. Автомобили сочетают в себе скорость и маневренность, возможность выбора маршрута, разнообразие по грузоподъемным возможностям и т.д. Конечно, содержание грузового автомобильного парка требует особых условий и довольно серьезных затрат. Однако, они всегда окупаются.

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		6

Автомобильный транспорт используется для перевозки практически любого вида грузов – от самых простых до опасных. Но для каждого вида груза существует свой вид автомобильного транспорта. Грузовики различают по видам кузова. Самый распространенный из них бортовая платформа. Этот вид кузова считается базовым и предназначенным для перевозки практически любых грузов. Однако, существует еще несколько видов кузовов, предназначенных для перевозки определенного вида грузов: для штучных и пакетированных грузов используются фургоны, для перевозки грузов в контейнерах – контейнеровозы, для перевозки жидких грузов – цистерны, для навалочных грузов – самосвалы и т.д.

Все грузовики можно поделить на следующие популярные категории по виду кузова:

Тенты, полуприцепы (рис. 1.2) – наиболее распространенный для грузоперевозок вид. Предназначены они для большинства грузов. Загружать такого рода грузовики можно и сбоку, и сзади, что очень удобно. Средняя грузоподъемность варьируется от 20 до 25 тонн.

Рефрижераторы, полуприцепы (рис. 1.3) – это полуприцепы, оборудованные холодильными установками, предназначенные для перевозки скоропортящихся грузов. В холодильном отделении можно устанавливать температуру от +25 до –25. Средняя грузоподъемность таких видов грузовиков – 12-20 тонн.



Рисунок 1.2 – Тент, полуприцеп

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7



Рисунок 1.3 – Рефрижератор, полуприцеп



Рисунок 1.4 – Автосцепка

Автосцепка (рис. 1.4) представляет собой автомобиль и прицеп к нему. Такие виды очень удобны при погрузке и разгрузке и очень функциональны. На них можно перевозить практически любые грузы, кроме длинномерных, а также требующих особых условий. Вместимость от 16 до 25 тонн.

«Jumbo» (рис. 1.5) – это прицепы повышенной вместимости. Пол прицепа сделан в виде буквы «Г», а также уменьшен диаметр колес, за счет чего достигается дополнительное пространство. Средняя грузоподъемность таких прицепов до 20 тонн.



Рисунок 1.5 – Прицеп повышенной вместимости

Кроме вышеперечисленных видов грузовых автомобилей существуют другие. Контейнеровоз предназначен для перевозки контейнеров. Автоцистерна – для перевозки жидки и сыпучих грузов. Автовоз – для перевозки автомобилей. Зерновоз – для перевозки зерна. Самосвал – для сыпучих грузов.

1.1 Устройство грузовых автомобилей

Грузовой автомобиль состоит из основных частей (рис. 1.6): двигатель, шасси, электрооборудование, кузов, дополнительное оборудование. Шасси разделяется на трансмиссию, ходовую часть, механизмы управления. В ходовую часть входит рама, балки мостов, подвеска, колеса и шины. В данной работе объектом исследования является элемент подвески, а именно рессоры.

- передаёт на несущую систему силы и моменты, возникающие при взаимодействии колёс с дорогой;
- обеспечивает требуемый характер перемещения колёс относительно кузова или рамы, а также необходимую плавность хода.

Пневматическая подвеска – подвеска колёс, основанная на амортизации резиновых, а иногда металлических баллонов с воздухом под высоким давлением. Имеет возможность регулирования просвета при помощи подкачки баллонов компрессором. Широко распространена на автобусах и грузовиках, реже на легковых автомобилях.



Рисунок 1.7 – Резиновые баллоны пневматической подвески

Накачка производится пневмокомпрессором, который в грузовиках и автобусах при помощи дизельного двигателя, в легковых автомобилях – от электромотора. Пневмоподвеска позволяет минимизировать тряску и прочие колебания кузова во время движения, однако требует регулярного квалифицированного обслуживания, как например замена воздушных баллонов (пневморессор). В то же время, практически все современные коммерческие транспортные средства, том числе пассажирские автобусы и грузовые автомобили, оснащаются пневматической подвеской колес. Одна из причин её широкого распространения на коммерческой технике –

3/4-эллиптическая: имеет форму трёх четвертей эллипса.

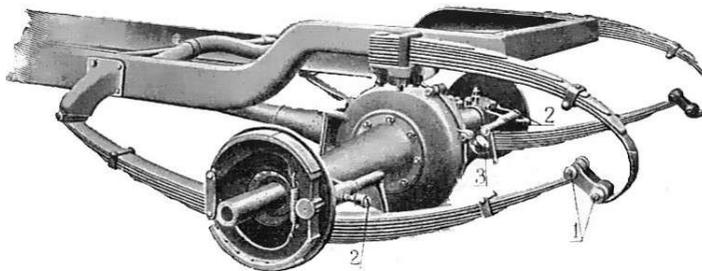


Рисунок 1.11 – 3/4-эллиптическая рессора

Полуэллиптическая – в виде полуэллипса; наиболее распространённый тип.

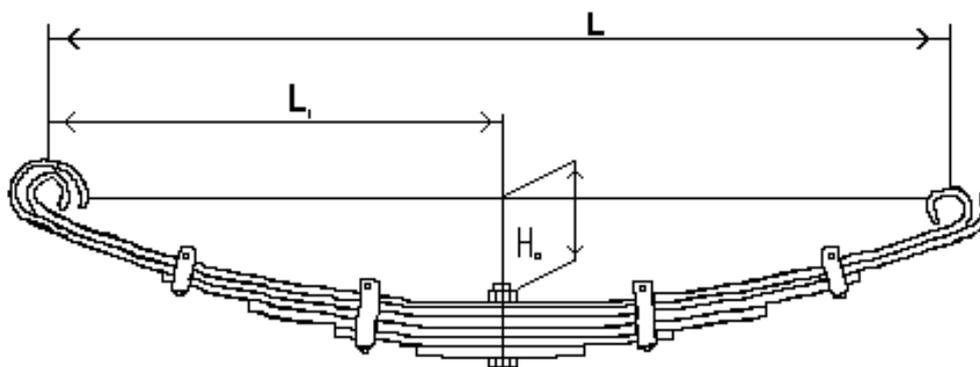


Рисунок 1.12 – Чертеж полуэллиптической рессоры

Четверть-эллиптическая – конструктивно это половина полуэллиптической, один из концов которой неподвижно закреплён на шасси, а второй – консольно вывешен.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

БР – 15.03.03 ПЗ

Лист

14

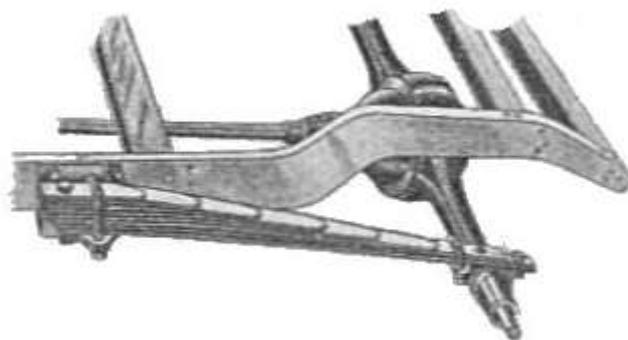


Рисунок 1.13 – Четверть - эллиптическая рессора

Торсионные рессоры.

Основным рабочим элементом торсионной рессоры является торсион – упругий стержень, работающий на скручивание. Торсионные рессоры применяются, в основном, для подвесок бронемашин.

Пружинные рессоры.

В пружинной рессоре в качестве рабочего упругого элемента используется пружина. Могут использоваться цилиндрические, конические, параболоидные или тарельчатые пружины.

2 Методика расчета рессоры

Примерная схема расчета рессоры предназначена главным образом для облегчения работы конструктора или студента при проектировании всех элементов рессоры. Указанная последовательность является ориентировочной и в некоторых случаях ее можно изменять. Кроме того, в частных случаях расчет рессоры сводят к решению только некоторых из следующих вопросов:

2.1 Нагрузки, действующие на рессоры в условиях эксплуатации автомобиля

К характеристикам рессорной подвески и к ее конструкции предъявляют определенные требования, обеспечивающие оптимальную плавность хода, высокую устойчивость и хорошую управляемость автомобиля.

Выполнить указанные требования и обеспечить высокую прочность и необходимый срок службы рессоры без чрезмерного увеличения ее веса – особая задача конструктора. Она осложнена тем, что нагрузки, действующие на рессоры, вследствие большого разнообразия условий эксплуатации автомобилей меняются в весьма широких пределах, а следовательно, очень значительно меняются и напряжения. Поэтому автомобильные рессоры относят к такой группе деталей, которые могут разрушаться как от недостаточной статической прочности, так и от усталости.

В процессе эксплуатации автомобиля наибольшее влияние на усталостную прочность рессоры оказывают напряжения от действия вертикальных нагрузок. Вместе с тем сочетания напряжений от максимальной вертикальной нагрузки и реактивного крутящего момента, возникающего при передаче рессорой толкающей или тормозной силы, могут

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		16

вызвать чрезмерные напряжения. Это бывает не настолько часто, чтобы вызвать усталостные разрушения, но может обусловить поломку или нежелательную остаточную деформацию вследствие недостаточной прочности рессоры.

Сила тяги и усилия при торможении зависят от коэффициента сцепления колес с поверхностью дороги. Максимальный коэффициент сцепления равен единице. Поэтому конструкции, рассчитанные при таком коэффициенте, работают удовлетворительно, если было учтено перераспределение нагрузок.

Деформация рессоры при восприятии ею вертикальной нагрузки и реактивного крутящего момента показана на рисунке 2.1. Дополнительная вертикальная нагрузка на наружное колесо возникающая при повороте автомобиля, редко превышает 40% статической нагрузки, а максимальная сила, вызываемая неумелым или небрежным управлением, составляет не более 60%. Во время движения по прямой на неровных или изрытых колеями дорогах рессоры могут воспринимать и большие нагрузки. Поэтому рессоры обычно рассчитывают только на наибольшую возможную вертикальную нагрузку. В особых случаях в расчете на прочность ушков рессоры учитывают и действие реактивного крутящего момента, возникающего при торможении или разгоне автомобиля.

Отметим, что рессора в подвеске испытывает также боковые и скручивающие нагрузки, воспринимаемые исключительно ушками и первыми листами рессоры. Эти нагрузки особенно значительны в условиях движения автомобиля по кривой (на повороте) и в случае поперечных колебаний кузова вокруг его продольной оси, появляющихся при движении автомобиля по поверхности дороги с несимметрично расположенными неровностями. Такие нагрузки также весьма неопределенны и до настоящего времени мало исследованы.

2.2 Факторы влияющие на прочность рессор при переменных напряжениях

При движении автомобиля по дороге с заданными микропрофилем и скоростью напряжения в рессорах изменяются случайным образом. В общем случае в любой момент времени эти напряжения

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_d f(t), \quad (2.1)$$

где σ_m – средние напряжения в рессоре;

σ_d - амплитуда динамических напряжений;

f - функция определяющая изменение амплитуд σ_d

Если в рессоре, состоящей из n листов, при какой-либо нагрузке возникают в каждом листе соответственно напряжения $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n$, то под средними напряжениями σ_m понимают сумму всех напряжений, деленную на число листов, т.е.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \dots + \sigma_n}{n} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \sigma_k \quad (2.2)$$

Под удельными напряжениями $\overline{\sigma}_k$ в дальнейшем будем понимать напряжения, получающиеся от деления средних напряжений на деформацию рессоры f , соответствующую этим напряжениям, т.е.

$$\overline{\sigma}_k = \frac{\sigma_k}{f} \quad \text{или} \quad \sigma_m = \frac{1}{nf} \sum_{k=1}^n \sigma_k \quad (2.2)$$

Несмотря на отсутствие вполне определенной закономерности в изменениях напряжений в рессоре, можно утверждать, что совокупность испытываемых рессорой при движении автомобиля по неровной дороге напряжений, от которых зависит усталостная прочность рессоры, складывается из большого числа элементарных асимметричных циклов напряжений, подчиняющихся гармоническому закону. Тогда формула (2.1) для одного элементарного цикла примет вид

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_o \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.3)$$

где ω - частота изменения напряжений;

φ - угол, определяющий сдвиг фаз;

t - время.

Поэтому вопрос об изучении усталостной прочности образцов рессорной стали и рессор в сборе в общем случае изменения амплитуд и средних напряжений можно свести к вопросу об изучении их усталостной прочности под действием элементарных циклов. В данном случае не учтена последовательность действия циклов напряжений с большими и малыми амплитудами, влияние которых на долговечность рессоры мало изучено. Опыт эксплуатации показывает, что частота практически не влияет на усталостную прочность. Следовательно, остается выяснить, как влияет на долговечность рессоры амплитуда напряжений и средние напряжения.

Для примера на рисунке 2.2 в полулогарифмической системе координат показана одна из кривых усталостной прочности, полученная при испытаниях на усталость многократным изгибом образцов (5x45x500 мм) горячекатаной рессорной стали 50ХГА (ГОСТ 14959-69) в состоянии проката и термически обработанных по принятой для этой стали на ГАЗ технологии (закалка в масле при температуре 830° С, отпуск при 520° С). Среднее

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						20
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

рисунке 2.3. Кривыми 1 ограничены значения $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$ и пределы рассеивания для обычного прокатанного рессорного профиля, а кривыми 2 — для шлифованных образцов. По результатам этих испытаний можно заключить, что среднее напряжение цикла σ_m в практически приемлемых пределах мало влияет на амплитуду предельных напряжений циклов. Поэтому при заданной амплитуде цикла напряжений удастся только в незначительной степени увеличить долговечность снижением среднего напряжения.

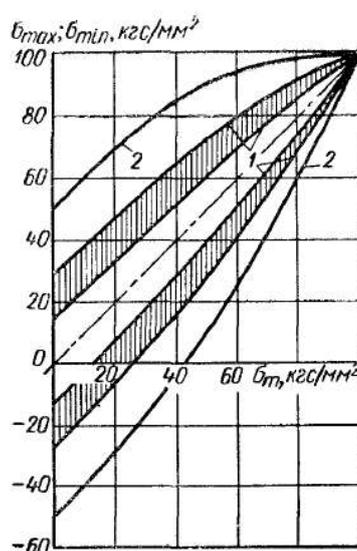


Рисунок 2.3 – Диаграмма усталостной прочности рессорной стали, имеющей предел прочности при разрыве $\sigma_m = 60 \text{ кгс/мм}^2$

Обработка поверхности листов имеет решающее влияние на амплитуду предельных напряжений. Любое улучшение поверхности сильнее влияет на долговечность рессоры, чем использование более высококачественного материала или улучшение выбранного материала для получения повышенного значения предела выносливости.

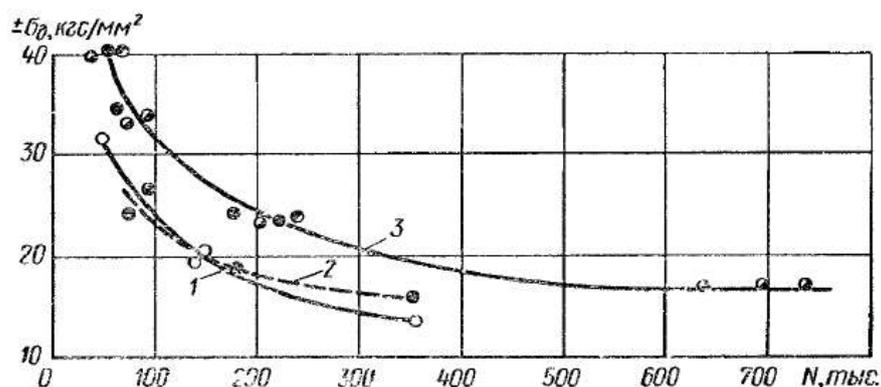
Как показывают исследования, долговечность рессор в сборе приблизительно подчиняется тем же закономерностям, что и долговечность

их листов. Однако в готовых рессорах с повышением среднего напряжения более существенно меняется амплитуда напряжений, при которой рессора выдерживает заданное число циклов до разрушения. Исследования показали также, что долговечность рессоры значительно зависит от пределов колебаний напряжений при движении автомобиля по неровной дороге. Может произойти усталостный излом, если в течение продолжительного времени эти напряжения будут превышать предел выносливости материала.

Колебания напряжений пропорциональны амплитудам колебаний оси относительно кузова, поэтому для увеличения срока службы рессоры необходимо максимально снизить эти амплитуды при эксплуатации автомобиля.

Кривые усталостной прочности рессор и их листов приведены на рисунке 2.4. Как видим, при испытании на усталость образцов рессорной стали и рессор наблюдаются один и те же закономерности. Однако численные результаты испытаний в значительной степени отличаются. Сравнение показывает, что готовые рессоры имеют в несколько раз более низкий предел выносливости, чем образцы рессорной стали, испытанные на усталость при тех же напряжениях. Объясняется это тем, что при испытании на усталость вероятность излома одного листа многолистовой рессоры в сборе значительно больше вероятности излома отдельно испытываемого листа, а также тем, что при работе рессоры в местах соприкосновения листов возникают контактные знакопеременные напряжения, снижающие ее долговечность.

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		23



- 1 – рессоры грузовых автомобилей (сталь 50ХГ, $\sigma_m = 29 \div 36 \text{ кгс/мм}^2$);
 2 – рессоры легковых автомобилей (сталь 50ХГА, $\sigma_m = 48 \div 54 \text{ кгс/мм}^2$);
 3 – рессорные листы $5 \times 45 \times 500 \text{ мм}$ (сталь 50ХГА, $\sigma_m = 40,5 \text{ кгс/мм}^2$)

Рисунок 2.4– Характеристики усталостной прочности рессор и рессорных листов

2.3 Рессорные стали. Требования к рессорной стали.

В процессе эксплуатации автомобиля в большинстве случаев листы рессоры подвержены всем пяти деформациям: растяжению, сжатию, изгибу, кручению и срезу. К материалу и конструкции этой весьма ответственной части шасси автомобиля предъявляются особые требования. Перегрузка рессоры, неудачная конструкция, несоответствие материала, отсутствие достаточно прочного крепления, недостаток смазки между листами могут служить причиной преждевременного разрушения листов рессор.

Необходимо, чтобы материал готовой рессоры мог выдерживать высокие статические и динамические напряжения и чтобы при нормальной работе после разгрузки рессоры сохраняли способность принимать свое первоначальное положение. Такие качества можно получить только в том случае, когда сталь отвечает следующим требованиям:

На поверхности не должно быть обезуглероженных участков, трещин, плен, волосовин и других пороков;

После термической обработки сталь должна иметь предел текучести 110 -125 кгс/мм², предел прочности 120 -140 кгс/мм², удлинение 8–6% сжатие 40–30% ;

Излом термически обработанной стали должен быть волокнистым;

При термической обработке сталь должна обладать стойкостью к образованию трещин.

Несмотря на самую тщательную обработку и подбор стали, поломки рессор из-за недостаточной усталостной прочности достаточно часты. Объясняется это тем, что поверхностные слои рессорных листов после прокатки и термической обработки имеют значительно более низкий предел выносливости, не превышающий половины предела выносливости средних слоев. Ликвидировать эту разницу можно поверхностным упрочнением (наклеп дробью, пластическая осадка, обкатка роликами и т. п.).

2.4 Химический состав и механические свойства.

Химический состав и механические свойства. Большинство автомобилей ранних конструкций имело рессоры из углеродистой стали, содержащей около 1% С. Однако в связи со значительно возросшими требованиями к прочности и долговечности автомобильных рессор, а также в связи с достигнутыми успехами в термической обработке в настоящее время для снижения массы автомобильных рессор применяют, как правило, легированные стали. Углеродистые стали используют для рессор только в тех случаях, когда решающее значение имеет не излишек массы, а стоимость.

В СССР для изготовления рессор автомобилей используют главным образом легированные стали 60С2А, 55С2, 50ХГ и 50ХГА (ГОСТ 14959—69). Твердость, по которой принимают рессорную термически обработанную сталь от завода-изготовителя, не должна превышать НВ 285 для стали 55С2 и ИВ 302 для сталей 60С2А, 50ХГ и 50ХГА.

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		25

Сталь 50XГ отличается высокой устойчивостью переохлажденного аустенита, что способствует удовлетворительной прокаливаемости при охлаждении в масле рессорных полос толщиной 12-14 мм, используемых для рессор грузовых автомобилей большой грузоподъемности. Малая склонность к обезуглероживанию позволяет нагревать листы из стали 50XГ с длительными выдержками, обеспечивающими высокую степень гомогенизации аустенита.

Сталь 50XГА является модификацией основной марки с суженными пределами по марганцу и хрому, что позволяет несколько повысить предел текучести при сохранении предела прочности на том же уровне. Сталь 60С2 отличается малой склонностью к перегреву при закалке и малой чувствительностью к отпуску, что позволяет использовать ускоренные методы нагрева листов при термической обработке. Однако низкая прокаливаемость и большая чувствительность к обезуглероживанию не позволяют использовать эту сталь для изготовления рессор с большой толщиной листов.

Глубина обезуглероженного слоя для рессорной стали всех марок кроме легированных кремнием не должна превышать 2 % для полос толщиной до 8 мм включительно и 1,5 % для полос толщиной более 8 мм. Для рессорной стали, легированной кремнием, глубина обезуглероженного слоя не должна превышать 2,5 % для полос толщиной до 8 мм включительно и 2,0 % для полос толщиной более 8 мм.

Рессорные стали, подвергнутые термической обработке и отпуску по нормам, приведенным в таблице 2.1, имеют весьма высокие показатели статической прочности. Прочность же рессорных листов, не подвергнутых поверхностному упрочнению или шлифованию, при действии на них переменных напряжений значительно ниже.

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		26

Таблица 2.1 – Пределы выносливости термически обработанных образцов рессорных сталей

Марка стали	Поверхность	Предел выносливости на изгиб** при	
		симметричном цикле σ_{-1} , кгс/мм ²	пульсирующем цикле σ_0 , кгс/мм ²
50ХГ 50ХГА	Черная	-	53
	Наклепанная дробью	53	78
	Шлифованная после термообработки	-	87
	Полированная	-	110
55С2	Черная	32-36	47-52
	Наклепанная дробью	53-58	72
	Черная обезуглероженная подвергнутая дробеструйному наклепу, имеющая вмятины от ударов молотка	20	-
	Искусственно науглероженная до концентрации средних слоев	55	-
	Шлифованная после термообработки	57	-
60С2 ***	Черная	42	26****
	Черная с толщиной обезуглероженного слоя 0,15 мм	40	26****
	Шлифованная после термообработки	51	28****
	Наклепанная дробью	53	31****

* Пределы выносливости были получены при испытаниях в НАМИ

** По данным АЗЛК, ЗИЛ, ГАЗ, и НАМИ

*** Данные получены при температуре отпуска 450° С

**** Данные получены при $\sigma_m = 50$ кгс/мм²

В настоящее время в производстве листовых рессор широко используют дробеструйный наклеп их листов в свободном и напряженном состояниях. Основной эффект поверхностного упрочнения получается в результате остаточных напряжений сжатия обрабатываемой поверхности и повышения пластической деформации тонкого поверхностного слоя. Эта деформация локализует развитие микро- и макроконцентраторов, имеющих место в поверхностных слоях проката.

Исследования показывают, что напряжение сжатия, равное 90 кгс/мм² на поверхности листа, наклепанного в напряженном состоянии, является оптимальным. При этих условиях усталостная прочность рессор

(автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-120), полученная в лабораторных условиях, увеличивается в 1,6 - 2 раза.

Зависимость распределения остаточных напряжений сжатия в поверхностном слое рессорного листа от способа его обработки приведена на рисунке 2.6. Как видим, все три метода обработки (пластическая осадка, дробеструйный наклеп и дробеструйный наклеп под напряжением) создают на поверхности листа различные остаточные напряжения сжатия, а следовательно, по-разному влияют на предел выносливости листа. Наивысшие остаточные напряжения и на наибольшей глубине от поверхности листа создает наклеп под напряжением. Однако на конечный результат может влиять и последовательность операций.

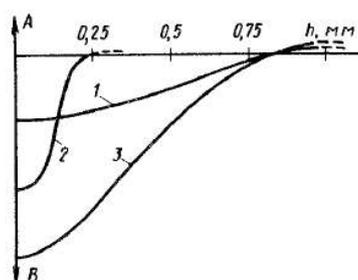


Рисунок 2.6 – Зависимость распределения остаточных напряжений сжатия в поверхностном слое рессорного листа от способа его обработки:

1 – пластическая осадка; 2 – дробеструйный наклеп; 3 – дробеструйный наклеп под напряжением; h – расстояние от поверхности листа; А и В – остаточные напряжения, соответственно растяжения и сжатия

Опыт показывает, что наилучшие результаты для рессорных листов в отношении прочности и вязкости получаются в том случае, когда после термической обработки и отпуска твердость стали НВ 363—444 (ГОСТ 3396-54). Модуль упругости $E = (2,0 \div 2,2) \cdot 10^6$ кгс/см². Обычно в расчетах принимают $E = 2,1 \times 10^6$ кгс/см².

2.5 Основные положения для выбора допускаемых напряжений

Максимальные напряжения, допускаемые при расчете рессор, обычно в несколько раз больше допускаемых напряжений для деталей другого назначения. Существует мнение, что материалы, когда их применяют для рессор, можно нагружать до предела текучести и даже выше. Считают также, что материал рессор должен быть улучшен приданием ему максимальной прочности. Такая точка зрения возникла в результате того, что конструктор всегда стремится уменьшить размеры рессоры, а следовательно, максимально снизить ее массу. Необходимые габаритные размеры рессоры обратно пропорциональны второй степени максимальных напряжений, поэтому рекомендуется данное напряжение выбирать настолько большим, насколько это возможно из условий удовлетворительной работы рессоры.

Наблюдая за деформацией рессоры, можно довольно точно определить действительное максимальное рабочее напряжение в ее листах, в то время как для других деталей эту величину определить трудно. В действительности удовлетворительная работа рессоры зависит не только от максимальных напряжений. Рессоры ломаются не только от недостатка статической прочности, но и от усталости, которую определяют средними (статическими) напряжениями σ_m и амплитудой динамических напряжений σ_o .

Здесь остается лишь показать как правильно определить допускаемое статическое напряжение $\sigma_c = \sigma_m$. Основная трудность состоит в том, что в общем случае рессоры работают при сложно-переменном, динамическом и случайном режимах нагружения, которые определяются условиями эксплуатации, назначением автомобиля, конструкцией и характеристиками рессоры и подвески, а также многими другими факторами. Установить связь между напряжением σ_c , удовлетворительной работой рессоры и ее массой на основе учета такого сложного и взаимосвязанного комплекса явлений

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		29

возможно только по суммарному воздействию всех факторов и при использовании в качестве критерия параметров уже созданных и находящихся в эксплуатации рессор различных автомобилей.

Для установления таких связей воспользуемся имеющейся аналитической зависимостью

$$q = K_1 \frac{Qf_c}{\sigma_c^2} \quad (2.4)$$

где q – теоретический вес рессоры;

K_1 – постоянная, зависящая от конструкции рессоры и качества материала, определяемого модулем упругости E ;

Q – статическая нагрузка на рессору;

f_c – статический прогиб рессоры;

σ_c – среднее статическое напряжение в рессоре.

Введем в формулу $q = K_1 \frac{Qf_c}{\sigma_c^2}$ коэффициент $K_2 = \frac{Q}{q}$, представляющий собой статическую нагрузку, приходящуюся на единицу теоретически полезного веса рессоры. Тогда

$$\sigma_c^2 = K_{об}^2 f_c \quad (2.5)$$

где

$$K_{об}^2 = K_1 K_2 \quad (2.6)$$

Как видим, статическое напряжение и статический прогиб рессоры связаны параболической зависимостью. Причем в коэффициенте связи

$K_{об} = \sqrt{K_1 K_2}$ в обобщенном виде отражены конструкция рессоры, технология ее изготовления и поверхностное упрочнение листов. Коэффициент $K_{об}$ характеризует напряженное состояние рессоры, поэтому его и называют коэффициентом напряженного состояния. Этот коэффициент, очевидно, будет разным для рессор автомобилей различных марок и назначения.

Средние напряжения и зоны их изменения, установленные расчетом Б. М. Дышманом по конструктивным параметрам рессор известных автомобилей, приведены на рисунке 2.7. На базе этих расчетов были рекомендованы следующие значения коэффициентов напряженного состояния рессор различных автомобилей:

Таблица 2.2 – Значения коэффициентов напряженного состояния рессор различных автомобилей

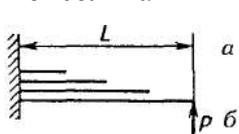
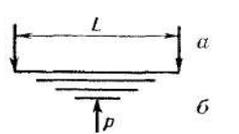
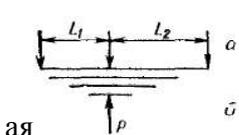
Рессоры	$K_{об}, кгс^2 / см^5$
1. Задние для балансирных подвесок трехосных автомобилей	1850 ± 70
2. Задние (подвеска с дополнительной рессорой) для двухосных грузовых автомобилей	1500 ± 60
3. Задние для легковых автомобилей; передние для грузовых автомобилей; дополнительные для задней подвески двухосных автомобилей .	1350 ± 50
4. Передние и задние для автобусов; передние для грузовых автомобилей, работающих в особо тяжелых дорожных условиях	1250 ± 50

Рессоры в процессе эксплуатации автомобиля получают осадку, величина которой зависит от напряжений. Рекомендованные ранее напряжения могут привести к осадке до 3–5% полной деформации в течение срока службы рессоры. Такая осадка в рессорных подвесках бывает часто.

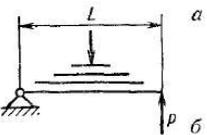
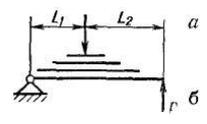
По статическим напряжениям определяют необходимую длину и размеры поперечных сечений листов проектируемой рессоры;

По выбранному коэффициенту увеличения прогиба ориентировочно определяют необходимый суммарный момент инерции рессоры, используя соответствующую формулу таблица 2.3;

Таблица 2.3 – Формулы для приближенного расчета общих размеров рессор

Рессора	Стрела прогиба f , см	Жесткость рессоры c , кгс/см	Максимальное напряжение	
			По статическому прогибу	По нагрузке
Консольная 	$f = \delta \frac{PL^e}{3E \sum J_k}$ $f = \delta \frac{4PL^e}{Enbh^3}$	$c = \frac{1}{\delta} \frac{3E \sum J_k}{L^3}$ $c = \frac{1}{\delta} \frac{Enbh^3}{4L^3}$	$\sigma_k = \frac{1}{\delta} \frac{3EJ_k f}{L^2 W_k}$ $\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{1.5Ehf}{L^2}$	$\sigma_k = \frac{PLJ_k}{(\sum J_k) W_k}$ $\sigma = \frac{6PL}{nbh^2}$
Симметричная полуэллиптическ ая 	$f = \delta \frac{PL^3}{48E \sum J_k}$ $f = \delta \frac{PL^3}{4Enbh^3}$	$c = \frac{1}{\delta} \frac{48E \sum J_k}{L^3}$ $c = \frac{1}{\delta} \frac{4Enbh^3}{L^3}$	$\sigma_k = \frac{1}{\delta} \frac{12EJ_k f}{L^2 W_k}$ $\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{6Ehf}{L^2}$	$\sigma_k = \frac{PIJ_k}{4(\sum J_k) W_k}$ $\sigma = \frac{6PL}{2nbh^2}$
Несимметричная полуэллиптическ ая 	$f = \delta \frac{Pl_1^2 l_2^2}{3EL \sum J_k}$ $f = \delta \frac{4Pl_1^2 l_2^2}{4ELnbh^3}$	$c = \frac{1}{\delta} \frac{3EL \sum J_k}{l_1^2 l_2^2}$ $c = \frac{1}{\delta} \frac{ELnbh^3}{4l_1^2 l_2^2}$	$\sigma_k = \frac{1}{\delta} \frac{3EJ_k f}{l_1 l_2 W_k}$ $\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{3Ehf}{2l_1 l_2}$	$\sigma_k = \frac{Pl_1 l_2 J_k}{l(\sum J_k) W_k}$ $\sigma = \frac{6Pl_1 l_2}{Lnbh^2}$

Продолжение таблицы 2.3

<p>Симметричная консольного типа</p> 	$f = \delta \frac{PL^3}{12E \sum J_k}$ $f = \delta \frac{PL^3}{Enbh^3}$	$c = \frac{1}{\delta} \frac{12E \sum J_k}{L^3}$ $c = \frac{1}{\delta} \frac{Enbh^3}{L^3}$	$\sigma_k = \frac{1}{\delta} \frac{6EJ_k f}{L^2 W_k}$ $\sigma_k = \frac{1}{\delta} \frac{3Ehf}{L^2}$	$\sigma_k = \frac{PLJ_k}{2(\sum J_k)W_k}$ $\sigma_k = \frac{3PL}{2nbh^2}$
<p>Несимметричная консольного типа</p> 	$f = \delta \frac{Pl_2^2(l_1 + l_2)}{3E \sum J_k}$ $f = \delta \frac{4Pl_2^2(l_1 + l_2)}{Enbh^3}$	$c = \frac{1}{\delta} \frac{3E \sum J_k}{l_2^2(l_1 + l_2)}$ $c = \frac{1}{\delta} \frac{Enbh^3}{4l_2^2(l_1 + l_2)}$	$\sigma_k = \frac{1}{\delta} \frac{3EJ_k f}{l_2(l_1 + l_2)W_k}$ $\sigma_k = \frac{1}{\delta} \frac{Ehf}{l_2(l_1 + l_2)}$	$\sigma_k = \frac{Pl_2 J_k}{(\sum J_k)W_k}$ $\sigma_k = \frac{6PL}{nbh^2}$

Ориентировочно определяют необходимое число листов и их толщины.

Определяют длины листов рессоры, составляя расчетные таблицы по типу таблицы 2.4

Таблица 2.4 – Таблица расчета длины листов задней рессоры грузового автомобиля

Номер листа	h_k см м	J_k см ⁴	$0.5 \frac{J_k}{J_{k-1}}$	$1 + \frac{J_k}{J_{k-1}} + \left[\frac{\eta(l_k - l_{k-1})^3}{l_k^3} \right]$	$\frac{0.5}{(l_k/l_{k+1})^3}$	$6^* \times \left(3 \frac{l_k}{l_{k+1}} - 1 \right)$	$5^* - 7^*$
1	2*	3*	4*	5*	6*	7*	8*

Продолжение таблицы 2.4

$\frac{5^* - 7^*}{4^*} = 3 \frac{l_{k-1}}{l_k} - 1$	$\frac{9^* + 1}{3} = \frac{l_{k-1}}{l_k}$	$(10^*)^3 = \left(\frac{l_{k-1}}{l_k} \right)^3$	$l_k = \frac{l_{k-1}}{10^*}$ см	$l_k = l_k + 0.5d$ ** см	Длины листов, см
9*	10*	11*	12*	13	14

Далее проверяют по уточненным формулам, составляя таблицу по типу таблицы 2.5

Таблица 2.5 – Таблица для определения жесткости симметричной рессоры

Дано							
Номер листа	Ширина b , см	Толщина h , см	Момент инерции J , см ⁴				
1–4	b	h	$\frac{1}{12}bh^3$				
5–7	B	h	$\frac{1}{12}bh^3$				
Результаты расчета							
Номер листа k	L_k , см	$a_{k+1} = l_1 - l_{k+1}$, см	J_k , см ⁴	$Y_k = \frac{1}{J_k}$, 1/см ⁴	$Y_k - Y_{k+1}$, 1/см ⁴	a_{k+1}^3 , см ³	$a_{k+1}^3 \times (Y_k - Y_{k+1})$, 1/см

$$c = \alpha \frac{6E}{\sum a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})} \quad (2.7)$$

c – жесткость рессоры

Далее определяют необходимую стрелу выгиба и радиусы кривизны листов в свободном состоянии. Проверяют по формуле соответствуют ли найденные радиусы кривизны листов требуемой стреле выгиба рессоры в свободном состоянии. Определяют суммарные напряжения, предварительные и от внешней статической и максимальной нагрузок. Рассчитывают усталостную прочность рессоры при заданных дорожных условиях

3 Расчет и испытание рессор на усталостную прочность

3.1 Методика расчета

Изложенные методы расчета позволяют проектировать рессоры с необходимой статической прочностью. В этих расчетах предполагают, что напряжения в рессоре постоянны. В действительности в условиях эксплуатации они будут непрерывно меняться случайным образом. Даже если напряжения в рессоре по величине никогда не достигнут предела прочности и с весьма малой вероятностью будут превосходить предел текучести, они могут привести к разрушению рессоры от недостаточной усталостной прочности в результате превышения ими некоторого уровня S , напряжений, при котором образуется накопление усталостных повреждений (рисунок 3.1). За уровень S , часто принимают максимальные напряжения асимметричного цикла, полученного с использованием схематизированной диаграммы предельных напряжений.

Чтобы предотвратить такие поломки рессор в эксплуатации или уменьшить их количество, необходимо также рассчитать проектируемую рессору на усталостную прочность для каждого конкретного автомобиля в зависимости от его конструкции, назначения и условий эксплуатации. Методика, по которой можно выполнить такой расчет, будет приведена ниже.

Результаты экспериментальных исследований показали, что если автомобиль движется по однотипной дороге с какой-либо постоянной скоростью, то случайная функция динамических напряжений

$$\sigma(t) = S(t) - S_{cp} \quad (3.1)$$

является стационарной, обладает эргодическим свойством и ее мгновенные значения распределены по нормальному закону. При этом уровень

$$S_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T S(t) dt \quad (3.2)$$

приблизительно равен напряжениям в рессоре под статической нагрузкой ($S_{cp} = \sigma_c$).

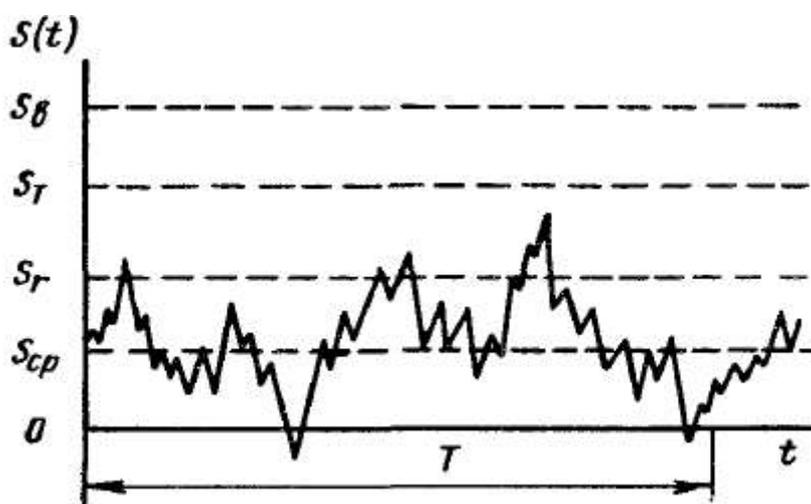


Рисунок 3.1 – К анализу реализации стационарного случайного процесса изменения вертикальных напряжений в рессоре

Для расчета рессор на долговечность необходимо знать вероятностные характеристики $\sigma(t)$ и их производные $\sigma'(t)$. Эти характеристики можно вычислить аналитически по известным параметрам проектируемого автомобиля и его подвески и вероятностным характеристикам микропрофиля дороги или определить при испытаниях готового автомобиля.

Будем считать, что указанные вероятностные характеристики нам известны. Тогда, основываясь на гипотезе линейного суммирования повреждений, можно рассчитать долговечность рессоры,

$$L_D = \frac{\nu T_e D_\sigma N_0 \sigma_r^m}{3600 \int_{\chi}^0 \sigma^{m+1} \exp\left(-\frac{\sigma^2}{2D_\sigma}\right) d\sigma} \quad (3.3)$$

где ν – скорость движения автомобиля, км/ч;

T_e – эффективный период изменения динамических напряжений, с;

D_σ и $D_{\sigma'}$ – дисперсии соответственно случайной функции динамических напряжений и ее 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; $\sigma_r^m N = \sigma^m N = const$

$$\chi = \frac{\sigma_r}{\sqrt{D_\sigma}} = \frac{\varphi_\sigma \sigma_{-1}}{\sqrt{D_\sigma}} \quad (3.4)$$

φ_0 – коэффициент, характеризующий чувствительность предела выносливости рессоры при средних напряжениях.

Согласно схематизированной диаграмме предельных напряжений

$$\varphi_0 = (\sigma_{ep} - \sigma_m) / \sigma_m \quad (3.5)$$

Интеграл, входящий в знаменатель формулы (3.3), можно выразить через табулированные функции, т.е.

$$\int_{\chi}^0 \sigma^{m+1} \exp\left(-\frac{\sigma^2}{2D_\sigma}\right) d\sigma = D_\sigma^m \psi(m+2) P(\chi^2, m+2) \quad (3.6)$$

где $\psi(m+2)$ – нормировочная постоянная распределения Пирсона;

$P(\chi^2, m+2)$ – функция χ^2 распределения Пирсона.

Нормировочная постоянная распределения

$$\psi(m+2) = 2^{m+2} \Gamma\left[\frac{m+2}{2}\right] \quad (3.7)$$

где $\Gamma\left[\frac{m+2}{2}\right]$ – полная гамма функция.

Под гамма-функцией понимают интеграл вида

$$\Gamma(p) = \int_0^{\infty} x^{p-1} e^{-x} dx \quad (3.8)$$

Значения гамма-функции для аргумента p в пределах 1–2 приведены в таблице 3.1

Таблица 3.1 – Значения гамма функции

p	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2
$\Gamma(p)$	1	0.951	0.918	0.897	0.887	0.886	0.893	0.909	0.931	0.962	1

Для определения $\Gamma(p)$ при больших значениях аргумента используют формулу

$$\Gamma(p) = (p-1)\Gamma(p-1) = (p-1)(p-2)\Gamma(p-2) = \dots \quad (3.9)$$

Случайную функцию динамических напряжений $\sigma(t)$ можно считать узкополосной с явно выраженным значением спектральной плотности при

частоте ω_0 , соответствующей низкой частоте собственных колебаний подвески. В этом случае

$$D_{\dot{\sigma}} \approx \omega_0 D_{\sigma}. \quad (3.10)$$

После подстановки получим окончательную формулу для расчета долговечности рессоры

$$L_{д} = \frac{2\pi N_0 \chi^m \nu}{\omega_0 \psi(m+2) P(\chi^2; m+2) 3600}. \quad (3.12)$$

Долговечность рессоры в смешанных условиях эксплуатации автомобиля определяют 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

$$L = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \alpha_i / L_i}. \quad (3.13)$$

При этом предполагают, что на долговечность рессоры отдельные режимы движения автомобиля влияют независимо друг от друга.

3.2 Влияние некоторых факторов на долговечность рессоры

Полученные общие зависимости позволяют рассчитать долговечность рессоры, если известны ее нагрузочный режим и характеристики прочности. Эти же зависимости позволяют оценить влияние условий эксплуатации и

недостаточной динамической емкостью подвески. Во-вторых, при уменьшении жесткости рессоры улучшится плавность хода автомобиля, а следовательно, появится возможность двигаться по тем же дорогам с большими эксплуатационными скоростями. Это приведет к увеличению средних квадратических динамических напряжений, что может привести не к увеличению, а к уменьшению долговечности рессоры. В-третьих, хотя со снижением напряжений под статической нагрузкой долговечность рессоры увеличивается, необходимо иметь в виду, что уменьшение этих напряжений приводит к быстрому возрастанию металлоемкости проектируемой рессоры.

3.3 Анализ результатов испытаний

В связи с большим многообразием условий эксплуатации и влиянием значительного количества неизвестных случайных факторов не представляется возможным по зависимостям (3.12) и (3.13) во всех случаях рассчитать какова действительная долговечность рессоры. Поэтому ее фактическую величину уточняют при испытаниях в стендовых и дорожных условиях и при наблюдениях в эксплуатации. Полученные данные позволяют решать различные практические задачи, связанные с совершенствованием конструкции рессоры и технологией ее производства.

3.4 Контрольные стендовые испытания

В процессе производства долговечность рессор контролируют при их испытаниях на стендах в лабораторных условиях. Испытания проводят в соответствии с требованиями ГОСТ 51585–2000 и специальных инструкций. Режим испытаний задают следующими параметрами (рисунок 3.4): ходом s ползуна прессы, равным удвоенной амплитуде деформаций рессоры;

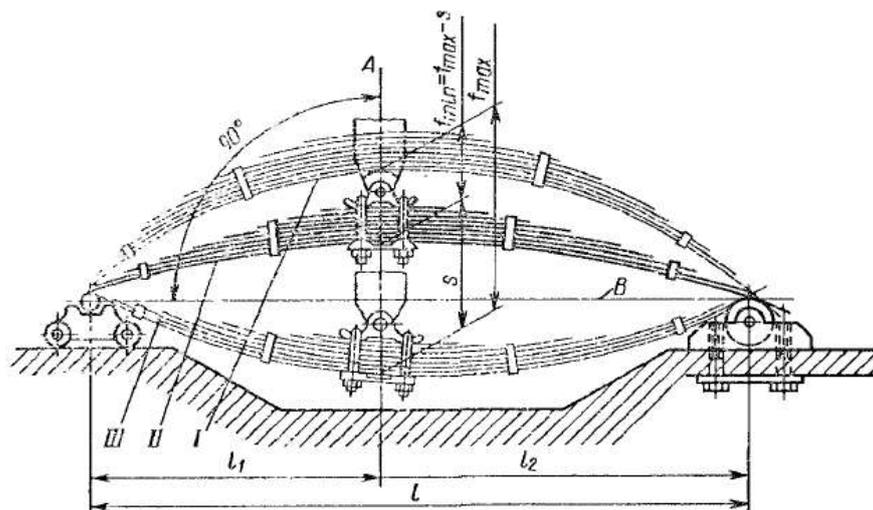
					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						43
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

минимальной деформацией рессоры f_{min} (поджатие рессоры), равной $f_{max} - s$.

Деформацию рессоры под статической нагрузкой определяют по характеристике упругости рессоры (закрепленной стремянками) как расстояние от оси ординат до точки пересечения средней линии упругой характеристики с горизонталью, соответствующей статической нагрузке. Ход стенда определяют из условия, что амплитуда динамических напряжений $\pm \sigma_d$ в заделке при испытаниях рессор должна быть равна ± 3000 кгс/см².

Испытания рессор, напряжения которых при статической нагрузке меньше 3000 кгс/см², проводят при пульсирующем цикле, т. е. при минимальном напряжении в рессоре, равном нулю. Для рессор, напряжение которых при статической нагрузке более 6000 кгс/см², амплитуду напряжений устанавливают особо. Долговечность рессор хорошо описывается распределением Вейбулла, поэтому при доверительной вероятности 0,9, относительной ошибке 0,15 и коэффициенте вариаций 0,4 необходимый объем выборки согласно ОСТ 37.001. 043–72 должен составлять не менее 15 рессор.

Результаты испытаний представляют графически в виде зависимости функции надежности (безотказной работы) от числа циклов. По оси абсцисс откладывают число циклов до первого отказа рессор, а по оси ординат – вероятность отсутствия отказов, соответствующую проценту несломавшихся рессор при данном числе циклов (рисунок 3.5).



I – положение рессоры в свободном состоянии; II и III – положение рессоры в крайних соответственно верхней и нижней точках хода ползуна;

A – ось ползуна пресса; B – нулевая линия

Рисунок 3.4 – Схема установки рессоры для проведения контрольных стендовых испытаний

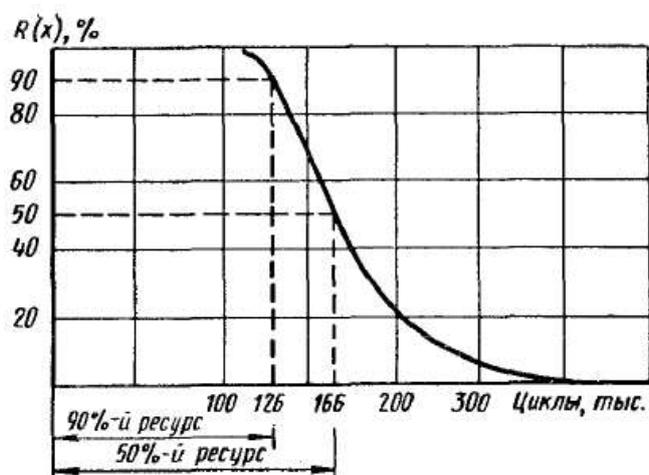


Рисунок 3.5 – Функция вероятности безотказной работы и ресурсы в ее характерных точках

Если $F(x)$ есть функция распределения долговечности (вероятность поломок), то функцию безотказной работы (отсутствие поломок) $R(x)$, являющуюся противоположным событием, определяют теоретически как

$R(x) = 1 - F(x)$. Функция $F(x)$ для рессор подчиняется распределению Вейбулла, поэтому

$$R(x) = \exp\left[-\left(\frac{x - \gamma}{\eta}\right)^\beta\right] \quad (3.14)$$

По построенной зависимости определяют ресурсы долговечности для двух характерных точек, соответствующих 90 и 50% вероятностям отсутствия поломок. Для определения, например, 90% ресурса проводят горизонталь, соответствующую 90% вероятности отсутствия поломок. Расстояние в циклах от оси ординат до точки пересечения этой горизонтали с кривой ресурса равно 90% ресурсу. Минимальный ресурс (при 15 испытанных рессорах) составляет 0,75 величины 90% ресурса.

Кривые ресурса для определения характеристик надежности можно также строить на вероятностной сетке распределения Вейбулла.

4 Расчет рессоры грузового автомобиля

Рассмотрим для расчета заднюю рессору от автомобиля Маз 509

Таблица 4.1 – Технические характеристики автомобиля МАЗ 509

Допустимая масса прицепа роспуска с грузом, кг		21000
Нагрузка на коник автомобиля, кгс		5500
Собственная масса, кг		8800
	на переднюю ось	4410
	на заднюю ось	4390
Полная масса, кг		14450
	на переднюю ось	4950
	на заднюю ось	9500
Дорожный просвет под осью, мм	передний	310
	задний	300
Габаритны, мм	длина	6770
	ширина	2700
	высота(с погруженным роспуском)	3000(3660)
База, мм		3950
Максимальная скорость, км/ч		60
Тормозная путь со скорости 40 км/час, м		21
Контрольный расход топлива при 40 км/ч, л/100 км		48
Передние и задние мосты		ведущие, N= 8,28
Шины		320-508(12,00-20)
Объем топливного бака, л		2 бака по 175

4.1 Характеристики рессоры

Наименование рессоры 509-2912012-13

Количество листов-15

Профиль проката – 90X12

Толщина пакета – 180 мм

Расстояние между опорами L – 1600 мм

Внутренний диаметр ушка – 50 мм

Контрольная нагрузка – 3250 кгс

Жесткость – 350 кг/см

Свободная стрела Н0 – 119 мм

Масса рессоры в сборе – 141.5 кг

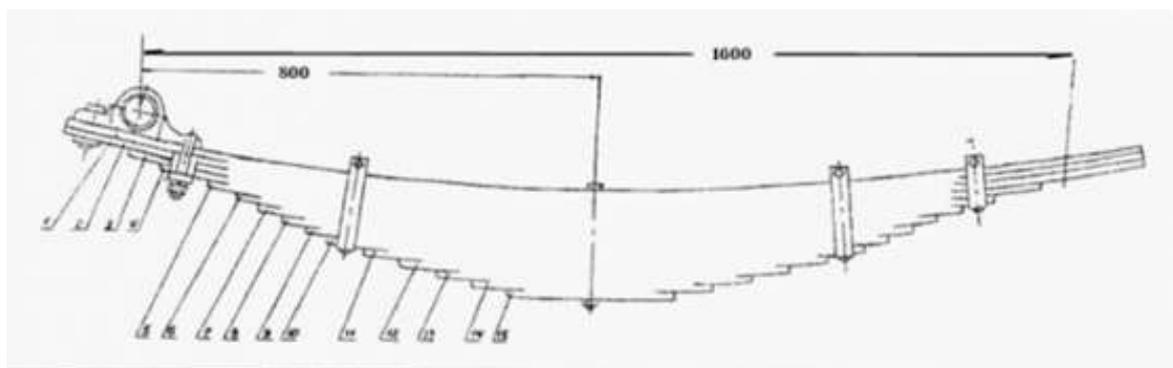


Рисунок 4.1 – Задняя рессора автомобиля МАЗ 509

Длина рессоры L выбирается из компоновочных соображений от величины базы автомобиля L_a

$$L = (0,35 \div 0,45) \cdot L_a \quad (4.1)$$

Суммарный момент инерции рессоры может быть определен из выражения

					<i>БР – 15,03,03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		48

$$J_c = \frac{a \cdot c \cdot L^3}{3 \cdot E} \cdot (k_1^2 \cdot k_2^3 + k_2^2 \cdot k_1^3) = \frac{a \cdot c \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{3 \cdot E \cdot L} \quad (4.2)$$

где a – коэффициент формы для рессор грузовых автомобилей, $a = 1,25$;

E – модуль упругости первого рода рессорной стали, $E = 0,21 \cdot 10^6$ МПа;

k_1 и k_2 – коэффициенты асимметричности рессоры $k_1 = \frac{l_1}{L}$ и $k_2 = \frac{l_2}{L}$, l_1 и

l_2 – длины левой и правой половин.

Для симметричной рессоры (При $k_1 = k_2 = 0,5$), суммарный момент инерции находится по формуле :

$$J_c = \frac{a \cdot c \cdot L^3}{48 \cdot E} = \frac{1,3 \cdot 3432,32 \cdot 1600^3}{48 \cdot 0,21 \cdot 10^6} = 1,813 \cdot 10^6 \text{ мм}^4 \quad (4.3)$$

Рассчитав значения J_c подбором можно определить число листов рессоры, их толщину и ширину.

J_c должен равняться алгебраической сумме моментов инерции всех листов;

Число листов рессоры обычно лежит в пределах $6 \div 14$; у легковых автомобилей $1 \div 3$; у тяжелых грузовиков до 20.

Отношение ширины листа к его толщине у большинства рессор лежит в пределах $6 \div 10$

Данные расчетов длины и толщины листов приведены в таблице 4.2

Таблица 4.2 – Рассчитанные размеры рессоры МАЗ 509

№ листа	h_0 , мм	Ширина листа, мм	Длина листа, мм	b_0 , мм
1	180	12	1838	90
2	168	12	1838	90
3	156	12	1730	90
4	144	12	1430	90

Продолжение таблицы 4.2

№ листа	h ₀ , мм	Ширина листа, мм	Длина листа, мм	b ₀ , мм
5	132	12	1320	90
6	120	12	1220	90
7	108	12	1150	90
8	96	12	1070	90
9	84	12	990	90
10	72	12	870	90
11	60	12	750	90
12	48	12	630	90
13	36	12	510	90
14	24	12	390	90
15	12	12	270	90

4.2 Максимальные напряжения рессор

Далее найдем максимальное напряжение в рессоре и отдельно в каждом листе. Напряжения находим по формуле

$$\sigma = \frac{P \cdot l \cdot 6}{b_0 \cdot h_0} \quad (4.4)$$

Прежде чем найти напряжения, рассмотрим размеры сечения рессоры на рисунке 4.2

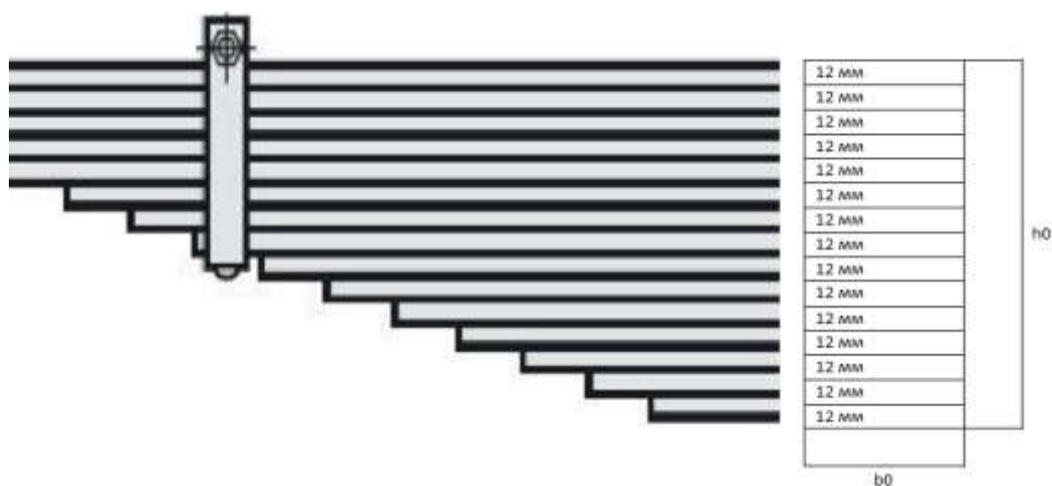


Рисунок 4.2 – Размеры сечения рессоры МА3 509

Из технических характеристик автомобиля находим нагрузку на одну рессору, полная масса на заднюю ось равна 9500 кг. Значит нагрузка на одну рессору $P = 9500/2 = 4750 \text{ кг} = 47500 \text{ Н}$ $P = \frac{9500}{2} = 4750 \text{ кг}$ $P = 47500 \text{ Н}$

Находим напряжения в каждом листе рессоры:

$$\sigma_1 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{1,838}{2}}{0,090 \cdot 0,180^2} = 8,982 \cdot 10^7 \quad \sigma_2 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{1,838}{2}}{0,090 \cdot 0,168^2} = 1,031 \cdot 10^8$$

$$\sigma_3 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{1,730}{2}}{0,090 \cdot 0,156^2} = 1,126 \cdot 10^8 \quad \sigma_4 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{1,430}{2}}{0,090 \cdot 0,144^2} = 1,092 \cdot 10^8$$

$$\sigma_5 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{1,320}{2}}{0,090 \cdot 0,132^2} = 1,199 \cdot 10^8 \quad \sigma_6 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{1,220}{2}}{0,090 \cdot 0,120^2} = 1,341 \cdot 10^8$$

$$\sigma_7 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{1,150}{2}}{0,090 \cdot 0,108^2} = 1,561 \cdot 10^8 \quad \sigma_8 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{1,070}{2}}{0,090 \cdot 0,09^2} = 1,838 \cdot 10^8$$

$$\sigma_9 = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{0,990}{2}}{0,090 \cdot 0,084^2} = 2,222 \cdot 10^8 \quad \sigma_{10} = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{0,870}{2}}{0,090 \cdot 0,072^2} = 2,657 \cdot 10^8$$

$$\sigma_{11} = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{0,750}{2}}{0,090 \cdot 0,060^2} = 3,299 \cdot 10^8 \quad \sigma_{12} = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{0,630}{2}}{0,090 \cdot 0,048^2} = 4,329 \cdot 10^8$$

$$\sigma_{13} = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{0,510}{2}}{0,090 \cdot 0,036^2} = 6,231 \cdot 10^8 \quad \sigma_{14} = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{0,390}{2}}{0,090 \cdot 0,024^2} = 1,072 \cdot 10^9$$

$$\sigma_{15} = \frac{6 \cdot 47500 \cdot \frac{0,270}{2}}{0,090 \cdot 0,012^2} = 2,969 \cdot 10^9$$

Найдем максимальные напряжения σ_m

$$\sigma_m = \frac{\sum \sigma_n}{n} = \frac{\sum \sigma_1 \dots \sigma_{15}}{15} = 4,675 \cdot 10^8 \text{ Па} \quad (4.5)$$

Поэтому вопрос об изучении усталостной прочности образцов рессорной стали и рессор в сборе в общем случае изменения амплитуд и средних напряжений можно снести к вопросу об изучении их усталостной прочности под действием элементарных циклов. В данном случае не учтена последовательность действия циклов напряжений с большими и малыми амплитудами. Влияние которых на долговечность рессоры мало изучено. Опыт эксплуатации показывает, что частота практически не влияет на усталостную прочность. Следовательно, остается выяснить, как влияет на долговечность рессоры амплитуда напряжений и средние напряжения.

Необходимо рассчитать долговечность задней рессоры грузового автомобиля МАЗ 509 в предположении, что он движется с полной нагрузкой со скоростью $v = 70 \text{ км/ч}$. Нагрузочный режим, прочностные и усталостные характеристики рессоры следующие. Частота собственных колебаний задней подвески $n = 1,9$; напряжения в рессоре под статической нагрузкой $\sigma_c = \sigma_m = 467 \text{ МПа}$; Средняя квадратическая динамических напряжений $\sqrt{D_\sigma} = 147$; предел выносливости (при статической нагрузке) $\sigma_r = 120 \text{ МПа}$;

					<i>БР – 15,03,03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		52

число циклов в точке перегиба $N_0 = 2 \cdot 10^6$; показатель кривой выносливости рессоры $m = 2.7$

4.3 Определение долговечности

$$\omega_0 = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{1,9 \cdot \pi}{30} = 11,4 \quad (4.6)$$

$$\chi = \frac{\sigma_r}{\sqrt{D_0}} \approx \frac{120}{147} = 0,81 \quad (4.7)$$

$$\psi(m+2) = 2^{m/2} \cdot \Gamma[(m+2)/2] \approx 2,82 \quad (4.8)$$

$$P(\chi^2; m+2) = P(0,81^2; 2,7+2) = 0,95 \quad (4.9)$$

$$L_{д} = \frac{2\pi \cdot N_0 \cdot \chi^m \cdot v}{\omega_0 \cdot \psi(m+2) \cdot P(\chi^2; m+2) \cdot 3600} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,81^{2,7} \cdot 70}{11,4 \cdot 2,82 \cdot 0,95 \cdot 3600} = 4529 \text{ км} \quad (4.10)$$

Нагрузочный режим рессоры в рассматриваемом расчете является весьма напряженным, поэтому долговечность рессоры мы получили сравнительно небольшую.

Следовательно, чтобы рассчитать эту рессору на долговечность, необходимо знать параметры её кривой выносливости. Эти параметры для некоторых рессор, полученные при соответствующих испытаниях, приведены в таблице 4.3

					<i>БР – 15,03,03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		53

Таблица 4.3 – Параметры кривой выносливости рессор некоторых автомобилей

Автомобиль	Рессора	σ_r , МПа	σ_m , МПа	m	N
ГАЗ - 51А	Передняя	105	357	2	$2 \cdot 10^6$
	задняя	70	385	1.4	$2 \cdot 10^6$
КамАЗ	Передняя	100	–	2.5	$2 \cdot 10^6$
	задняя	100	–	2.5	$2 \cdot 10^6$
ГАЗ - 53А	Задняя	80	393	2.3	$3,4 \cdot 10^6$
		70	470	2.6	$4,2 \cdot 10^6$
ГАЗ - 21	Задняя	70	616	2.4	$5,6 \cdot 10^6$
МАЗ	Передняя	100	–	2.5	$2 \cdot 10^6$
	Задняя	120	–	2.7	$2 \cdot 10^6$
ГАЗ –24	Задняя	80	552	2.8	$3,2 \cdot 10^6$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- 1 Рассмотрены виды грузовых автомобилей и типы их подвесок;
- 2 Рассмотрены виды рессор грузовых автомобилей, их свойства, технические характеристики, химический состав рессорной стали;
- 3 Рассмотрена методика расчета рессор;
- 4 Описана методика проведения испытаний рессор на усталостную прочность;
- 5 Выполнен расчет рессоры грузового автомобиля на долговечность.

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		55

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Беленький Ю. Ю., Никиткина Г. Н., Петрович А. П. О проектном расчете рессор на долговечность. – Автомобильная промышленность. 1976, № 7, с. 22—23.

2 Бунтинг А. Однолистовые рессоры для тяжелых грузовых автомобилей. Экспресс-информация.– Автомобилестроение, 1971, №46.

3 ГОСТ 14959-79 Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. Технические условия

4 ГОСТ Р 51585-2000 Рессоры листовые автомобильных транспортных средств. Общие технические условия

5 ГОСТ 21624-81 Система технического обслуживания и ремонта автомобильной техники. Требования к эксплуатационной технологичности и ремонтпригодности изделий

6 Пархиловский И. Г. Автомобильные листовые рессоры. Пархиловский И.Г. с 232 Машиностроение 1978

7 Пархиловский И. Г., Цхай Ф. А. Исследование нагрузочного режима и усталостной долговечности рессор автомобильных подвесок. Горький, 1967, с. 159—187. (Труды Горьковского сельскохозяйственного института. Т. 23).

8 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.

9 Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., 1972.

10 Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., 1975.

11 Упрочнение рессорных листов в предварительно напряженном состоянии. – В кн.: Пути улучшения качества и увеличения долговечности

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		56

автомобильных рессор/ Гомульчик П. М., Шитов А. П., Курчатов В. И. и др.
М., 1973. (Материалы научно-технического совещания).

10 Успенский И. Н., Мельников А. А. Проектирование подвески
автомобиля. М., 1976.

					<i>БР – 15.03.03 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						57
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		