

УДК 629.11.012.816(075.8)

Методика аналитического подбора конструктивных параметров пневмогидравлических рессор

Ципилев А. А.^{1,*}, Сарач Е. Б.¹

[* alexts@zdravomyslie.ru](mailto:alexts@zdravomyslie.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Статья посвящена методике аналитического подбора конструктивных параметров пневмогидравлических рессор (ПГР) транспортных машин. В данной статье приведена классификация типов рессор, указаны их конструктивные особенности, преимущества и недостатки. Приведена общая методика подбора характеристик пневмогидравлических систем поддрессоривания. В статье получены аналитические зависимости, связывающие кинематические и конструктивные параметры. Для одной из ПГР по выведенным зависимостям проведен аналитический расчет упругой характеристики с последующим сравнением с экспериментальными данными. Сделаны выводы о возможности подбора характеристик с помощью полученной методики.

Ключевые слова: транспортные машины, пневмогидравлические рессоры, система поддрессоривания, упругая характеристика, методика подбора характеристик, эксперимент, плавность хода

Введение

В настоящее время, в связи с повышением требований к быстроходности и плавности хода транспортных машин, использование пневмогидравлических систем поддрессоривания (ПГСР) становится необходимостью, так как подвески, организованные с использованием таких систем, позволяют обеспечить все требуемые параметры плавности хода. Кроме того, пневмогидравлические подвески сравнительно легко позволяют перейти от пассивных к адаптивным и активным системам поддрессоривания (АСР) [12–14].

При расчете и конструировании транспортных машин важную роль играет правильный выбор характеристик подвески. Несовершенство системы поддрессоривания (СР) влечет за собой не только снижение комфорта экипажа и сохранности груза, но и ухудшение показателей средней скорости, топливной экономичности, а также повышение стоимости эксплуатации машины. Вопросам исследования систем поддрессоривания транспортных машин посвящены работы [1, 7–10, 16, 19, 20]. В работе [18] рассмотрены

так же перспективы развития систем поддрессоривания, так что рассмотренные в статье вопросы являются актуальными для тематики плавности хода транспортных машин.

Однако для качественного подбора параметров пневмогидравлических рессор необходимо знать точные аналитические зависимости, устанавливающие связь между кинематикой подвески и значениями статических сил, действующих на опорные катки.

В данной работе проводится аналитический вывод зависимостей, связывающих конструктивные параметры рессоры с параметрами ходовой части машины. Для удобства рассмотрены отдельно различные виды пневмогидравлических рессор (ПГР) с указанием особенностей расчета конструктивных параметров каждой из них.

Научная новизна работы заключается в разработке методики расчета упругой характеристики пневмогидравлических рессор, позволяющей минимизировать количество произвольно выбираемых параметров.

1. Обзор пневмогидравлических систем поддрессоривания.

Классификация пневмогидравлических систем поддрессоривания

В настоящее время в связи с выросшими требованиями к подвижности и плавности хода гусеничных машин, очень остро стоит вопрос эффективности систем поддрессоривания гусеничных машин.

Типовой узел системы поддрессоривания состоит из:

- опорного катка, непосредственно взаимодействующего с опорной поверхностью через гусеницу;
- направляющих элементов подвески, связывающих опорный каток с корпусом машины и обеспечивающих требуемую кинематику узла подвески;
- упругого и демпфирующего элементов подвески, связывающих корпус машины с направляющими элементами подвески и опорными катками и реализующих требуемые упругую и демпфирующую характеристики.

Наиболее распространенная для принятых на вооружение в РФ машин система поддрессоривания – торсионная. Она широко используется на гусеничной технике с послевоенного периода. Возможность модернизации такой подвески чрезвычайно низка, так как плавность хода зависит в первую очередь от качества материала торсионного вала. В настоящее время технологии производства высоколегированных сталей практически достигли максимума, и потому дальнейшее повышение плавности хода шасси с торсионной подвеской затруднено. Несмотря на такие важные преимущества, как более высокие технологичность, ремонтпригодность, надежность; меньший объем, занимаемый узлами подвески (в сравнении с пневмогидравлической системой поддрессоривания), использование торсионных систем поддрессоривания затруднено на шасси зенитно-ракетных комплексов, самоходных артиллерийских установок, десантируемых машинах. Кроме того, блокирование торсионной системы поддрессоривания более сложно, чем пневмогидравлической, также есть большие сложности при установке системы регулирования положения корпуса (СРПК) на машину

с торсионной подвеской. Тем не менее, реализация АСП для машины с торсионной подвеской возможна, и энергетическому расчету такой подвески посвящена работа [11].

Следует отметить, что среди перспективных вариантов развития боевых гусеничных машин есть тенденция создавать семейства гусеничных машин – на одном и том же шасси устанавливать различные боевые модули, получая при практически полной унификации узлов ходовой части гусеничные машины различного назначения.

В настоящее время пневмогидравлические подвески не получили большого распространения на серийных боевых гусеничных машинах. Это связано с такими вопросами, как сравнительно низкая технологичность, неудобство замены поврежденной рессоры (как правило, для замены этого узла приходится полностью демонтировать узел подвески, что в полевых условиях затруднительно), непостоянство характеристик в зависимости от температуры эксплуатации и пр.

Вместе с тем, такие подвески используются на отечественных и зарубежных серийных машинах и опытных образцах.

В первую очередь, использование ПГР оправдано для десантируемых машин, а также для зенитно-ракетных комплексов, где важны высокая удельная потенциальная энергия подвески и необходима возможность легкого блокирования подвески и работы СРПК.

ПГР, в свою очередь, подразделяются на следующие классы.

- 1) По кинематике: ПГР прямого хода и ПГР обратного хода.
- 2) По количеству ступеней давления: однокамерные ПГР, двухкамерные ПГР, многокамерные ПГР.
- 3) По количеству вложенных поршней: однопоршневые и двухпоршневые ПГР.
- 4) По виду поршня-разделителя в газовой камере: диафрагменные или с поршнем-разделителем.
- 5) По наличию противодействия: ПГР с противодействием и ПГР без противодействия.
- 6) По способу крепления на корпусе машины: ПГР с неподвижным корпусом (необходимую кинематику обеспечивает шток, закрепленный на сферических шарнирах в поршне и рычаге рессоры соответственно) и ПГР подвижным корпусом.
- 7) По наличию системы охлаждения: ПГР с принудительным охлаждением и ПГР без принудительного охлаждения.
- 8) По способу установки: ПГР, устанавливаемые внутрь корпуса машины и ПГР, устанавливаемые снаружи корпуса машины.

Обычно ПГР принадлежат одновременно к нескольким классам. Так, например, ПГР, установленная на ГМ-352 (рис. 2), является ПГР прямого хода, однокамерной, однопоршневой, без противодействия, с поршнем-разделителем диафрагменного типа, с неподвижным корпусом, без принудительной системы охлаждения, устанавливаемой снаружи корпуса машины. Опытная ПГР, устанавливавшаяся на Т-64 (рис. 4), является

ПГР обратного хода, двухкамерной, однопоршневой, без противодействия, с подвижным корпусом и принудительной системой охлаждения, устанавливаемой внутри корпуса машины. ПГР, устанавливаемая на БМД-1,2 (рис. 1), является однопоршневой, однокамерной, без противодействия, с подвижным корпусом, без принудительной системы охлаждения, устанавливаемой внутри корпуса машины. Опытная ПГР, устанавливавшаяся на ГМ-569 (ГМ-5955) (рис. 3), представляет собой ПГР прямого хода, однокамерную, двухпоршневую, без противодействия, с подвижным корпусом с принудительной системой охлаждения, устанавливаемую внутри корпуса машины.

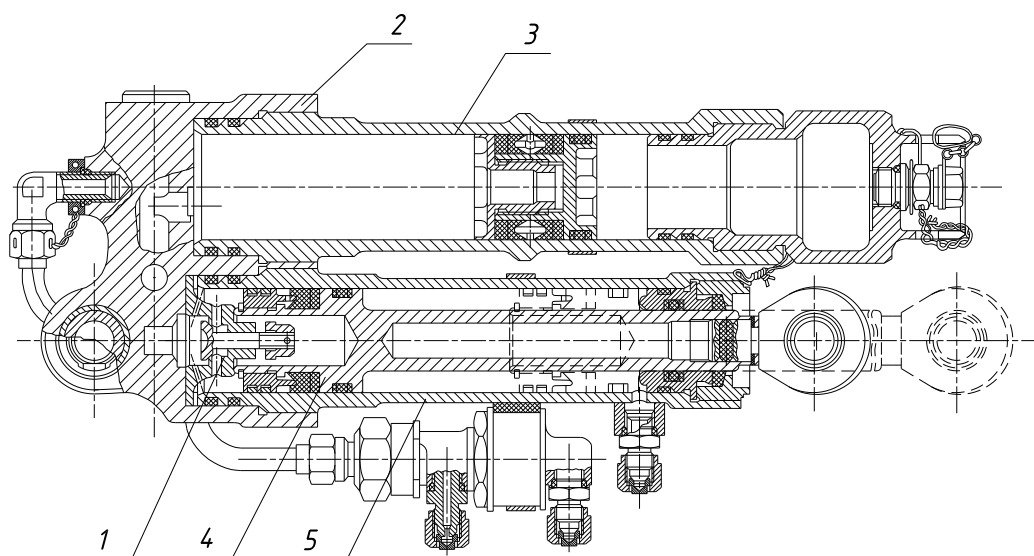


Рис. 1. Пневмогидравлическая однопоршневая однокамерная рессора:

1 – дросселирующая система; 2 – корпус ПГР; 3 – пневмоцилиндр с поршнем-разделителем; 4 – поршень со штоком; 5 – гидроцилиндр

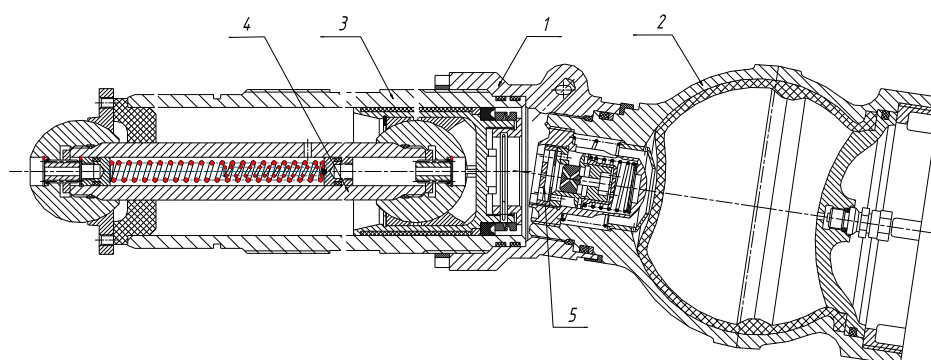


Рис. 2. Пневмогидравлическая рессора со сферическим упругим элементом:

1 – корпус ПГР; 2 – пневмобаллон; 3 – гидроцилиндр; 4 – шток с поршнем; 5 – дросселирующая система

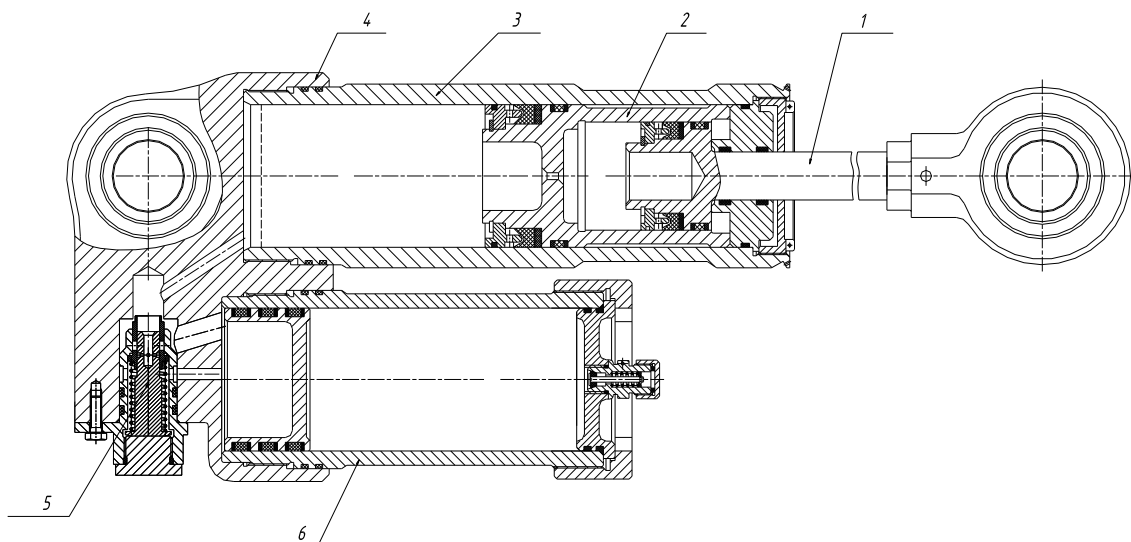


Рис. 3. Пневмогидравлическая рессора с подвижным поршнем:

1 – поршень со штоком; 2 – подвижный поршень; 3 – гидроцилиндр; 4 – корпус ПГР; 5 – дросселирующая система; 6 – пневмоцилиндр

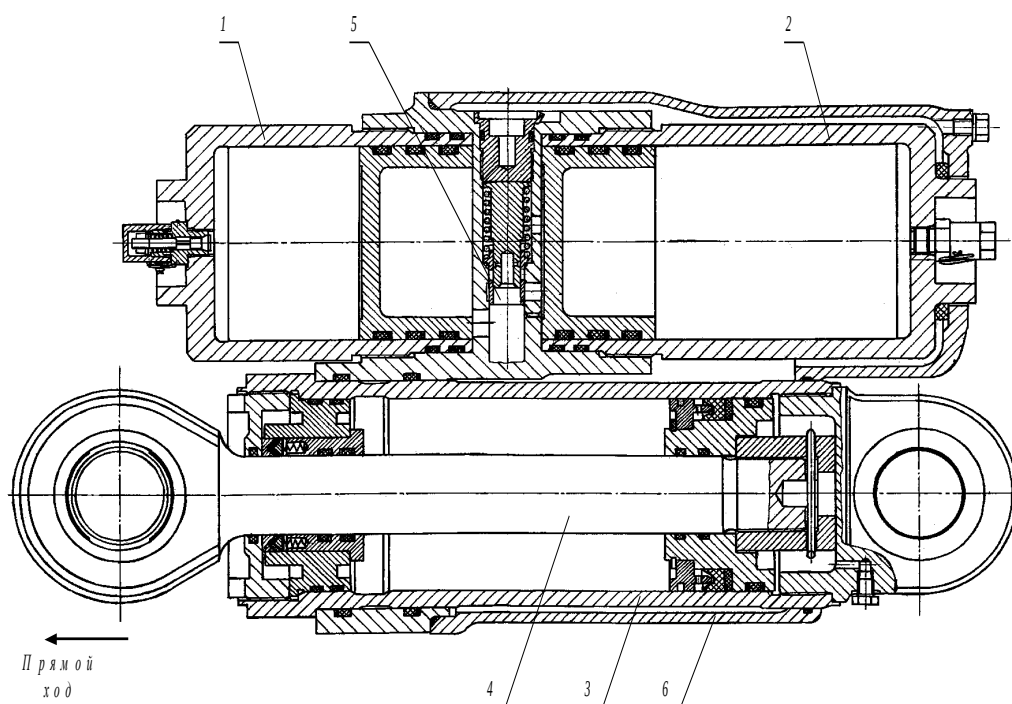


Рис. 4. Пневмогидравлическая рессора с двумя ступенями давления:

1 – пневмоцилиндр низкого давления (первая ступень); 2 – пневмоцилиндр высокого давления (вторая ступень); 3 – гидроцилиндр; 4 – шток с поршнем; 5 – дросселирующая система; 6 – кожух рубашки охлаждения рессоры

2. Общая методика подбора характеристик ПГСП

Расчет упругой характеристики пневмогидравлической подвески включает в себя подбор кинематики подвески, определение момента инерции подрессоренного корпуса, расчет статической нагрузки, действующей на колеса, определение статического положения балансира, получение упругой характеристики рессоры при заправочной и рабочей температурах, получение передаточного отношения каток-шток и получение характеристики подвески при заправочной и рабочей температурах [4].

Расчет демпфирующей характеристики связан с некоторыми сложностями, заключающимися в необходимости моделирования движения машины по трассам периодического профиля и экспериментальном подборе характеристик [5, 15, 17].

Как правило, кинематика подвески и расположение опорных катков вдоль корпуса машины определяются исходя из требований к разрабатываемой машине и из условия обеспечения равномерного распределения веса машины по опорной поверхности. Кроме того, необходимо, чтобы узлы подвески были нагружены, по возможности, одинаково. На стадии проектирования подвески эти данные уже являются известными.

Определение момента инерции подрессоренного корпуса необходимо для вычисления периода свободных колебаний корпуса машины, и, кроме, того, моделирования движения гусеничной машины в различных условиях. Моделирование движения машины на ЭВМ требуется для правильного подбора демпфирующей характеристики подвески [5]. Тем не менее, в рамках эскизного проекта допускается аналитический расчет демпфирующей характеристики с получением приближенной линейной характеристики [2].

Определение момента инерции подрессоренного корпуса, статической нагрузки, действующей на каток, углового положения балансира в статическом положении подробно рассмотрено в [2], ничем не отличается от такового расчета для торсионной подвески и потому рассматриваться не будет.

Для расчета упругой характеристики рессоры необходимо знать приблизительную кинематику подвески, точнее, величины статического, динамического и полного ходов подвески, а также значение передаточного числа каток-шток хотя бы в области статического хода. Для точных расчетов необходимо знать кинематику подвески полностью. Как правило, она реализуется из конструктивных соображений и требований по равномерному распределению веса машины по опорной поверхности. Кроме того, важно определиться с тем, какой именно тип ПГР будет устанавливаться на машину, так как методики расчета упругой характеристики для разных видов рессор несколько отличаются. Также необходимо знать назначение машины. Этот фактор позволит учесть требуемую энергоемкость подвески, оценить которую можно через коэффициент динамичности $K_{дин}$ – отношение максимального усилия на катке к статическому усилию. Как правило, для большинства колесных транспортных машин можно принять коэффициент динамичности в интервале 2,5...3, а для гусеничных – 3...4 [1].

Кроме того, следует заранее определиться с типом проектируемой рессоры, так как от этого зависит методика получения конструктивных параметров.

3. Получение упругой характеристики однопоршневой однокамерной рессоры

Как уже было сказано выше, исходными данными для расчета являются:

- статическое усилие на штоке $P_{шт.ст}$, Н;
- диаметр поршня $D_{п}$, м. Если рассчитывается характеристика для ПГР обратного хода, необходимо также знать диаметр штока $d_{шт}$, м;
- диаметр поршня-разделителя (для рессор с пневмоцилиндром) $D_{п-р}$, м;
- полный ход штока $X_{шт.полн}$, м;
- статический ход штока $X_{шт.ст}$, м;
- коэффициент динамичности, $K_{дин}$.

В общем случае статическая упругая характеристика ПГР описывается уравнением политропы [3]

$$p(x_{шт}) = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_{п} \cdot x_{шт}} \right)^n \cdot p_0, \quad (1)$$

где p_0 – заправочное давление газа, МПа;

V_0 – нулевой объем пневмокамеры, м³;

$S_{п}$ – площадь поверхности поршня, через которую реализуется передача усилия от штока к газу, м²;

для рессор прямого хода

$$S_{п} = \frac{\pi \cdot D_{п}^2}{4};$$

для рессор обратного хода

$$S_{п} = \frac{\pi \cdot (D_{п}^2 - d_{шт}^2)}{4};$$

$x_{шт}$ – ход штока, м;

n – показатель политропы. Как правило, он принимается в диапазоне от 1,25 до 1,4 [5].

Однако на стадии проектирования неизвестны такие параметры как нулевой объем пневмокамеры и заправочное давление. Без них получить упругую характеристику представляется невозможным. Кроме того, необходимо выбрать диаметры поршня и штока. Они выбираются конструктивно из условия прочности и устойчивости, а также из условия технологических требований завода-изготовителя. При необходимости можно скорректировать диаметры после расчета упругой характеристики.

Для нахождения неизвестных параметров можно преобразовать выражение (1), связав между собой три значения давления в пневмокамере: статическое, заправочное и максимальное. Представим нулевой объем пневмокамеры через минимальный («мертвый») объем и объем, который вытесняет жидкость по мере движения штока:

$$V_0 = V_{\min} + S_{\pi} \cdot x_{\text{шт.полн}}.$$

Связав статическое давление в пневмокамере с максимальным давлением, которые должны различаться в $K_{\text{дин}}$ раз, по формулам

$$p_{\text{ст}} = \left(\frac{V_{\min} + S_{\pi} \cdot x_{\text{шт.полн}}}{(V_{\min} + S_{\pi} \cdot x_{\text{шт.полн}}) - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт.ст}}} \right)^n \cdot p_0,$$

$$p_{\text{max}} = \left(\frac{V_{\min} + S_{\pi} \cdot x_{\text{шт.полн}}}{V_{\min}} \right)^n \cdot p_0 = K_{\text{дин}} \cdot p_{\text{ст}},$$

после ряда преобразований получим

$$V_{\min} = \frac{S_{\pi} \cdot x_{\text{шт.дин}}}{\sqrt[n]{K_{\text{дин}}} - 1}.$$

Стоит отметить, что, в силу непостоянства величины передаточного отношения каток-шток, отношение максимальной и статической сил на штоке ПГР может отличаться от коэффициента динамичности для подвески, поэтому следует учитывать этот факт, и при необходимости производить корректировку коэффициента, используемого в формуле.

Определение заправочного давления производится аналогичным образом, только теперь необходимо связать между собой выражения для статического давления и заправочного:

$$p_0 = \left(\frac{V_{\min} + S_{\pi} \cdot x_{\text{шт.дин}}}{V_{\min} + S_{\pi} \cdot x_{\text{шт.полн}}} \right)^n \cdot p_{\text{ст}}.$$

Так как упругая характеристика рессоры сильно различается для заправочной и рабочей температур (на 80–120 K), следует учитывать этот факт. Поэтому расчеты упругой характеристики проводятся в первую очередь для рабочей температуры.

Заправочное давление при температуре в градусах К, соответствующей 20 °С, определяется по формуле

$$p_0^{\text{запр}} = p_0 \cdot \frac{T_{\text{запр}}}{T_{\text{раб}}},$$

где $T_{\text{запр}}$ и $T_{\text{раб}}$ – заправочная и рабочая температуры рессоры соответственно, К.

Зависимость силы на штоке от хода штока имеет вид

$$P_{\text{шт}} = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_0 \cdot S_{\pi}. \quad (2)$$

4. Получение упругой характеристики однопоршневой однокамерной рессоры с противодавлением

Для рессоры с противодавлением необходимо рассчитать также параметры камеры противодавления. Параметры камеры противодавления рассчитываются таким образом, чтобы при ходе штока, равном нулю (то есть в том случае, когда на шток рессоры не действует внешняя сила), результирующая сила на штоке также была равна нулю. Вместе с тем, при максимальном ходе штока давление в камере противодавления не должно опускаться ниже атмосферного, чтобы предотвратить выделение растворенного газа из рабочей жидкости.

Первый критерий реализовать достаточно просто. Для этого потребуем, чтобы усилия, действующие на поршень со стороны основной пневмокамеры и со стороны камеры противодавления, были равны

$$p_0 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{\pi}^2}{4} \right) = p_0^{п.д} \cdot \left(\frac{\pi \cdot (D_{\pi}^2 - d_{шт}^2)}{4} \right).$$

После нескольких преобразований получим

$$p_0^{п.д} = \frac{p_0 \cdot D_{\pi}^2}{D_{\pi}^2 - d_{шт}^2}. \quad (3)$$

Формула (3) справедлива для ПГР прямого хода. В том случае, если рассматривается ПГР обратного хода, зависимость имеет вид

$$p_0^{п.д} = \frac{p_0 \cdot (D_{\pi}^2 - d_{шт}^2)}{D_{\pi}^2}.$$

Следует отметить, что нижний индекс «0» у параметра $p_0^{п.д}$ взят исключительно для удобства интерпретации и соответствует максимальному давлению в камере противодавления, которое достигается при ходе штока, равном нулю (соответственно, при заправочном давлении в основной пневмокамере). Заправочное давление камеры противодавления обозначено в расчетах как p_{min} .

Для того, чтобы удовлетворить второму критерию, необходимо соответствующим образом подобрать минимальный и, как следствие, максимальный объем камеры противодавления. Запишем условие

$$p_{min} \leq p_0^{п.д} \cdot \left(\frac{V_{min}^{п.д}}{V_{min}^{п.д} + S_{\pi}^{п.д} \cdot x_{шт.полн}} \right)^n,$$

где $V_{min}^{п.д}$ – минимальный объем камеры противодавления, м³;

$S_{\pi}^{п.д}$ – площадь поршня со стороны камеры противодавления, м²;

для ПГР прямого хода

$$S_{\pi}^{п.д} = \frac{\pi \cdot (D_{\pi}^2 - d_{шт}^2)}{4},$$

для ПГР обратного хода

$$S_{\pi}^{п.д} = \frac{\pi \cdot D_{\pi}^2}{4};$$

p_{min} – минимальное давление в камере противодействия; $p_{min} \approx 0,1$ МПа.

Тогда минимальный объем определяется как

$$0,1 \leq p_0^{п.д} \cdot \left(\frac{V_{min}^{п.д}}{V_{min}^{п.д} + S_{\pi}^{п.д} \cdot x_{шт.полн}} \right)^n.$$

После нескольких преобразований получим

$$V_{min}^{п.д} \geq \frac{S_{\pi}^{п.д} \cdot x_{шт.полн}}{\left(\sqrt[n]{10 \cdot p_0^{п.д}} - 1 \right)}.$$

Зависимость силы на штоке от хода штока имеет вид

$$P_{шт} = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_{\pi} \cdot x_{шт}} \right)^n \cdot p_0 \cdot S_{\pi} - \left(\frac{V_{min}^{п.д}}{V_{min}^{п.д} + S_{\pi}^{п.д} \cdot x_{шт}} \right)^n \cdot p_0^{п.д} \cdot S_{\pi}^{п.д}.$$

Следует отметить, что в данных расчетах никак не учитывается диаметр поршней-разделителей в пневмокамерах. Это связано с тем, что они не оказывают влияние на давление, действующее на поршень и шток, а определяют лишь линейные размеры пневмокамер.

5. Получение упругой характеристики однопоршневой двухкамерной рессоры (с двумя ступенями давления)

При расчете рессоры с двумя ступенями давления (рис. 4) следует учитывать, что камеру высокой жесткости можно использовать не только для обеспечения плавности хода в высокочастотном диапазоне возмущений [1, 3], но и для стабилизации величины статического хода во всем диапазоне температур. Для этого заправочные давления в камерах высокой и низкой жесткости делают различными, как правило, с соотношением 1:3 [1, 3].

Расчет упругой характеристики рессоры начинается с определения соотношения жесткостей камер в области статического хода. Как указано в [1], соотношение жесткостей следует брать 1:3, то есть жесткость камеры низкой жесткости должна быть втрое меньше жесткости камеры высокой жесткости.

При этом в силу нелинейности упругой характеристики рессоры нельзя сказать, что такое же соотношение жесткостей будет и для других ходов штока. Следовательно, нельзя рассчитывать объемы камер напрямую через соотношение жесткостей.

Рассмотрим отдельно два случая: с одинаковым и с разным заправочными давлениями в пневмокамерах.

Если заправочные давления одинаковы, то суммарная статическая упругая характеристика двухкамерной рессоры не будет отличаться от таковой же характеристики однокамерной рессоры, у которой объем газовой камеры равен сумме объемов газовых камер двухкамерной рессоры. Считая, что параметры газовой камеры одноуровневой рессоры уже известны, мы можем вывести формулу, определяющую параметры газовых камер двухуровневой рессоры. Предположим, что сумма объемов газовых камер и сумма статических ходов поршней-разделителей двухуровневой рессоры соответственно равны объему газовой камеры и статическому ходу поршня-разделителя одноуровневой рессоры, то есть

$$V_0^{\text{выс}} + V_0^{\text{низ}} = V_0;$$

$$x_{\text{ст}}^{\text{выс}} + x_{\text{ст}}^{\text{низ}} = x_{\text{ст}}.$$

Здесь $V_0^{\text{выс}}$, $V_0^{\text{низ}}$ – нулевые объемы камер высокой и низкой жесткостей соответственно, м^3 . Их соотношения нам пока неизвестны, поэтому зададимся, что $\frac{V_0^{\text{низ}}}{V_0^{\text{выс}}} = k$. Тогда

$$V_0^{\text{низ}} = \frac{k}{k+1} \cdot V_0, \quad V_0^{\text{выс}} = \frac{1}{k+1} \cdot V_0.$$

$x_{\text{ст}}^{\text{выс}}$ и $x_{\text{ст}}^{\text{низ}}$ – доли от статического хода штока, соответствующие изменению объема в камерах высокой и низкой жесткости соответственно. Так как в области статического хода соотношение жесткостей нам известно и равно трем, можно сделать вывод, что соотношение долей ходов будет таким же, то есть $\frac{x_{\text{ст}}^{\text{низ}}}{x_{\text{ст}}^{\text{выс}}} = 3$, или $x_{\text{ст}}^{\text{низ}} = \frac{3}{4} \cdot x_{\text{ст}}$ и

$$x_{\text{ст}}^{\text{выс}} = \frac{1}{4} \cdot x_{\text{ст}}.$$

Необходимо отметить, что, в силу нелинейности характеристик, нельзя соотношение жесткостей брать одинаковым в любой точке характеристики. В некоторых случаях может быть также необходимым взять другое соотношение жесткостей, если планируется работа подвески в других условиях. Поэтому целесообразно ввести параметр, отражающий соотношение жесткостей камер в области статического хода. Для этого введем параметр a , отображающий отношение общего хода штока в статическом положении к доле хода штока, соответствующего условному перемещению поршня-разделителя камеры высокой жесткости, то есть

$$x_{\text{ст}}^{\text{выс}} = a \cdot x_{\text{ст}}.$$

Тогда доля хода, соответствующая условному перемещению поршня-разделителя камеры низкой жесткости определяется как

$$x_{\text{ст}}^{\text{низ}} = (1-a) \cdot x_{\text{ст}}.$$

Теперь соотношение долей ходов поршня для камер низкой и высокой жесткостей имеет вид

$$\frac{x_{\text{ст}}^{\text{низ}}}{x_{\text{ст}}^{\text{выс}}} = \frac{1-a}{a},$$

а соотношение жесткостей пневмокамер высокой и низкой жесткостей соответственно определяется как

$$\frac{c_{\text{выс}}}{c_{\text{низ}}} = \frac{1-a}{a}. \quad (4)$$

Теперь можно записать выражения для упругих характеристик камер низкой и высокой жесткости соответственно:

$$p_{\text{низ}} = \left(\frac{\frac{k}{k+1} \cdot V_0}{\frac{k}{k+1} \cdot V_0 - S_{\text{п}} \cdot (1-a) \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_0;$$

$$p_{\text{выс}} = \left(\frac{\frac{1}{k+1} \cdot V_0}{\frac{1}{k+1} \cdot V_0 - S_{\text{п}} \cdot a \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_0.$$

Жесткости камер в области статического хода можно определить, взяв производные от давлений по ходу штока:

$$\frac{dp_{\text{низ}}}{dx_{\text{шт}}} = \frac{S_{\text{п}} \cdot V_0 \cdot k \cdot n \cdot (1-a) \cdot \left[\frac{V_0 \cdot k}{(k+1) \cdot \left[\frac{V_0 \cdot k}{k+1} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (1-a) \right]} \right]^{n-1}}{(k+1) \cdot \left[\frac{V_0 \cdot k}{k+1} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (1-a) \right]^2};$$

$$\frac{dp_{\text{выс}}}{dx_{\text{шт}}} = \frac{S_{\text{п}} \cdot V_0 \cdot a \cdot n \cdot \left[\frac{V_0}{(k+1) \cdot \left[\frac{V_0}{k+1} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot a \right]} \right]^{n-1}}{(k+1) \cdot \left[\frac{V_0}{k+1} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot a \right]^2}.$$

Приравняв отношение производных к отношению жесткостей (4):

$$\frac{S_{\pi} \cdot V_0 \cdot a \cdot n \cdot \left[\frac{V_0}{(k+1) \cdot \left[\frac{V_0}{k+1} - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}} \cdot a \right]} \right]^{n-1}}{(k+1) \cdot \left[\frac{V_0}{k+1} - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}} \cdot a \right]^2} = \frac{1-a}{a} \cdot \frac{S_{\pi} \cdot V_0 \cdot k \cdot n \cdot (1-a) \cdot \left[\frac{V_0 \cdot k}{(k+1) \cdot \left[\frac{V_0 \cdot k}{k+1} - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (1-a) \right]} \right]^{n-1}}{(k+1) \cdot \left[\frac{V_0 \cdot k}{k+1} - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (1-a) \right]^2}.$$

После нескольких преобразований получаем

$$\frac{\left[\frac{V_0 \cdot k}{k+1} - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (1-a) \right]^{n+1}}{\left[\frac{V_0}{k+1} - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}} \cdot a \right]^{n+1} \cdot k^n} = \left(\frac{1-a}{a} \right)^2. \quad (5)$$

Уравнение (5) решается относительно параметра k , отражающего соотношение объемов пневмокамер. Решить уравнение аналитически невозможно, так как степени в левой части выражения нецелочисленные. Кроме того, для получения адекватного ответа необходимо задаться требуемым соотношением жесткостей камер. Однако уравнение сравнительно легко решается численными методами, например, в программном комплексе MathCAD.

После определения объемов пневмокамер несложно получить их упругие характеристики по формуле (1). Выражение, определяющее упругую характеристику рессоры, представлено в формуле (2).

Рассмотрим случай, когда заправочные давления в пневмокамерах разные. Как отмечалось ранее, это делается для того, чтобы обеспечить ненулевой статический ход при различных температурах и различной нагрузке на опорные катки. При этом проектируют ПГР таким образом, чтобы давления в пневмокамерах сравнивались в момент достижения катком статического положения. Таким образом, при ходах, меньших статического, работает только пневмокамера высокой жесткости, а при ходах, больших статического, работают обе пневмокамеры. Таким образом, в расчеты, проведенные ранее для условия равенства заправочных давлений, необходимо внести некоторые коррективы.

Сохраним вид выражения для соотношения жесткостей камер высокой и низкой жесткостей (4), однако необходимо понимать, что соотношение условных ходов поршней-разделителей не будет таким же, как и для случая одинаковых заправочных давлений.

Запишем выражения для давлений в камерах:

$$\begin{aligned} p_{\text{низ}} &= \left(\frac{V_0^{\text{низ}}}{V_0^{\text{низ}} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_{\text{ст}}; \\ p_{\text{выс}} &= \left(\frac{V_0^{\text{выс}}}{V_0^{\text{выс}} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot \frac{1}{w} \cdot p_{\text{ст}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь w – соотношение заправочных давлений в пневмокамерах;

$x_{\text{шт}}$ – условный ход штока в области статического хода.

В данном случае нам, помимо параметра w , неизвестны также объемы пневмокамер. Можно представить сумму нулевых объемов пневмокамер как некий эквивалентный объем:

$$V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} = V_0^{\text{низ}} + (V_0^{\text{выс}} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}})$$

или

$$V_0 = V_0^{\text{низ}} + V_0^{\text{выс}}.$$

Несмотря на то, что выражение для суммы объемов ничем не отличается от выражения для случая одинаковых заправочных давлений, выражение, определяющее соотношение заправочных объемов пневмокамер, будет несколько иным. Обозначим объемы камер низкой и высокой жесткостей в области статического хода через параметр

$$m = \frac{V_0^{\text{низ}}}{(V_0^{\text{выс}} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}})}.$$

Выразим нулевые объемы камер высокой и низкой жесткостей через параметр m :

$$\begin{aligned} V_0^{\text{выс}} &= \frac{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m}{(m+1)}; \\ V_0^{\text{низ}} &= \frac{(V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot m}{(m+1)}. \end{aligned}$$

Подставим полученные выражения в (6) и после ряда преобразований получим

$$p_{\text{низ}} = \left(\frac{(V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot m}{(V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot m - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (m+1)} \right)^n \cdot p_{\text{ст}}; \quad (7)$$

$$p_{\text{выс}} = \left(\frac{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m}{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (m+1)} \right)^n \cdot \frac{1}{w} \cdot p_{\text{ст}}. \quad (8)$$

Для определения жесткостей камер взять производные по ходу штока от выражений (7), (8) и приравнять их к выражению (4):

$$\frac{dp_{\text{низ}}}{dx_{\text{шт}}} = \frac{S_{\text{п}} \cdot m \cdot n \cdot (m+1) \cdot (V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}) \left(\frac{(V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot m}{(V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot m - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (m+1)} \right)^{n-1}}{\left((V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot m - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (m+1) \right)^2} \cdot p_{\text{ст}};$$

$$\frac{dp_{\text{выс}}}{dx_{\text{шт}}} = \frac{S_{\text{п}} \cdot n \cdot (m+1) \cdot (V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m) \cdot \left(\frac{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m}{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (m+1)} \right)^{n-1}}{\left(V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}} \cdot (m+1) \right)^2} \cdot \frac{1}{w} \cdot p_{\text{ст}}.$$

После определения общего вида производных необходимо подставить значения ходов штока в эти выражения ($x_{\text{шт}} = 0$ для камеры низкой жесткости и $x_{\text{шт}} = x_{\text{ст}}$ для камеры высокой жесткости). В итоге соотношение производных в области статического хода примет вид

$$\left. \frac{\frac{dp_{\text{выс}}}{dx_{\text{шт}}}}{\frac{dp_{\text{низ}}}{dx_{\text{шт}}}} \right|_{x=x_{\text{ст}}} = \left(\frac{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m}{V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}} \right)^n \cdot \frac{m}{w} = \frac{1-a}{a}. \quad (9)$$

В выражении (9) неизвестными являются параметры m , w . Определить параметр w сравнительно легко из условия равенства выражений (7) и (8) при $x = x_{\text{ст}}$:

$$w = \left(\frac{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m}{V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}} \right)^n.$$

Подставив это выражение в (9), получим

$$\frac{\left(\frac{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m}{V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}} \right)^n \cdot m}{\left(\frac{V_0 + S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}} \cdot m}{V_0 - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}}} \right)^n} = \frac{1-a}{a};$$

$$m = \frac{1-a}{a}. \quad (10)$$

Таким образом, выражение (10) показывает, что отношение объемов пневмокамер низкой и высокой жесткостей в области статического хода равно обратному отношению жесткостей камер в области статического хода:

$$\frac{V_0^{\text{низ}}}{(V_0^{\text{выс}} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{ст}})} = \frac{c_{\text{выс}}}{c_{\text{низ}}}.$$

Теперь несложно определить соотношение заправочных давлений w , подставив (10) в (9):

$$w = \left(\frac{V_0 + S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}} \cdot \frac{1-a}{a}}{V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}} \right)^n = \left(\frac{V_0 \cdot a + S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}} - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}} \cdot a}{(V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot a} \right)^n;$$

$$w = \left(\frac{(V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot a + S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}}{(V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot a} \right)^n.$$

Тогда сила на штоке рессоры будет определяться следующим образом:

$$P_{\text{шт}} = \begin{cases} \left(\frac{(V_0 \cdot a + S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}} \cdot (1-a)) \cdot (V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot a}{(V_0 \cdot a + S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}} \cdot (1-a) - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}}) \cdot (V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}) \cdot a + S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}} \right)^n \cdot p_{\text{ст}} \cdot S_{\pi}, & x_{\text{шт}} \leq x_{\text{ст}}; \\ \left(\frac{V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}}}{V_0 - S_{\pi} \cdot x_{\text{ст}} - S_{\pi} \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_{\text{ст}} \cdot S_{\pi}, & x_{\text{шт}} > x_{\text{ст}}. \end{cases}$$

6. Получение упругой характеристики двухпоршневой рессоры (рессоры со вложенными поршнями)

В том случае, если следует рассчитать одноуровневую ПГР с вложенными поршнями (рис. 3), необходимо учитывать, что при ходах, меньших статического, работает малый поршень, вложенный в большой (подвижный поршень). В этом случае объем жидкости, перемещенный из гидроцилиндра в пневмоцилиндр, при том же ходе

штока отличается в $\left(\frac{D_{\pi}}{d_{\pi}} \right)^2$ раз, где d_{π} – диаметр малого поршня, м.

Отдельной задачей является выбор оптимального значения статического хода. Следует отметить, что на упругой характеристике рессоры и подвески появляется характерная «ступенька» (рис. 5), которая объясняется изменением площади поршня в момент начала совместного движения обоих поршней. Если рассчитать рессору таким образом, чтобы статическое усилие попадало ровно на эту «ступеньку», то теоретически это даст стабилизацию статического хода во всем диапазоне эксплуатационных температур.

Наличие «ступеньки» на упругой характеристике подвески приводит к ударным воздействиям на корпус машины вследствие мгновенного изменения упругой силы при соприкосновении поршней. Чтобы этого избежать, в большом (подвижном) поршне (рис. 3) имеется отверстие, обычно диаметром 4–5 мм. Это отверстие создает дополнительное сопротивление перетекающей жидкости и не дает малому поршню выдвигаться из большого, что приводит к совместному перемещению поршней при движении машины по неровностям дороги, вызывающим высокочастотные возмущения. Фактически упругая характеристика рессоры при данном режиме движения принимает вид, показанный на рис. 6. Заштрихованная область соответствует ходам катка меньше статического. В этой

области при движении по неровностям дороги, вызывающим высокочастотные возмущения, вследствие высокого сопротивления амортизаторов на обратном ходу (зависание катка), каток находится не может.

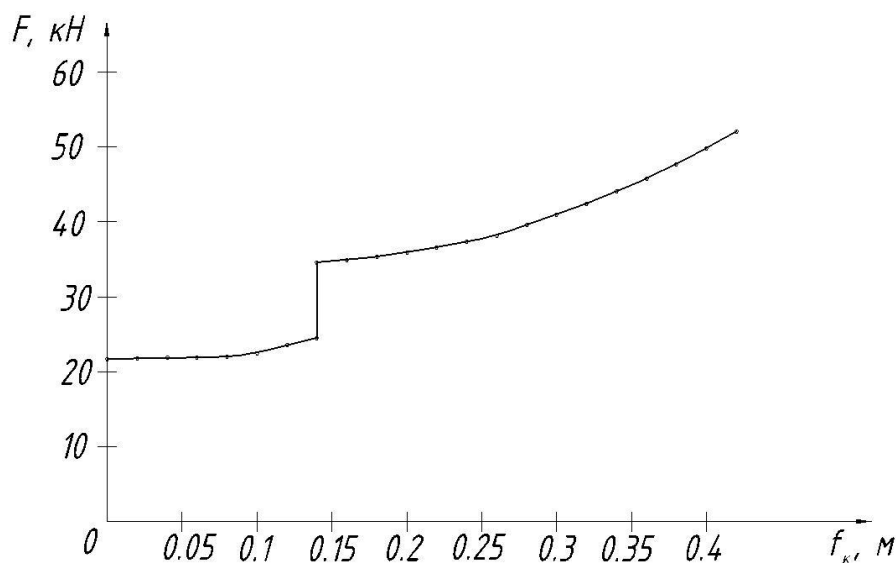


Рис. 5. Пример упругой характеристики подвески с двухпоршневой ПГР

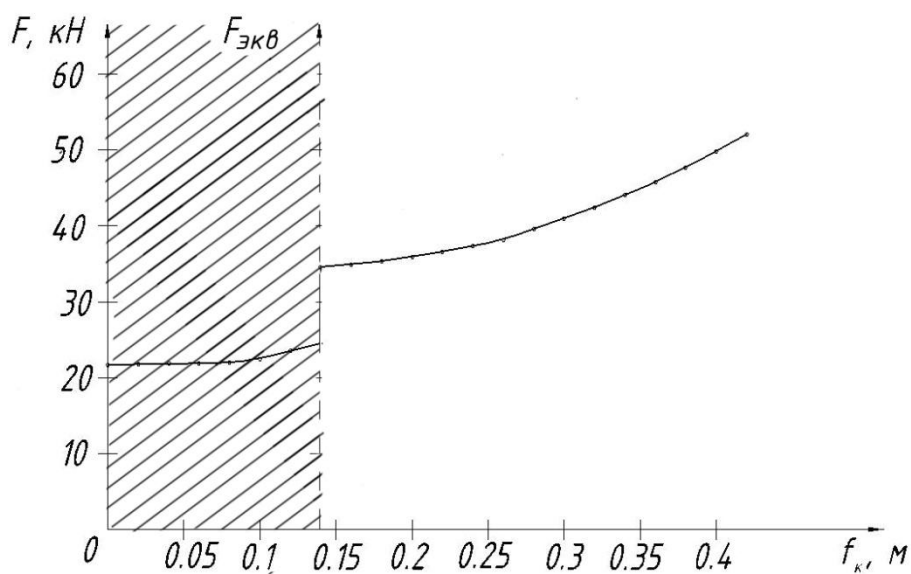


Рис. 6. Эквивалентная упругая характеристика для движения машины по неровностям дороги, вызывающим высокочастотные возмущения

Расчет упругой характеристики рессоры с вложенными поршнями при ходах больше статического аналогичен уже рассмотренному расчету для рессоры без вложенных поршней (1, 2).

Определим, таким образом, объем пневмокамеры в области статического хода

$$V_{\text{ст}}^{\text{в.п}} = V_0 - S_{\text{м.п}} \cdot x_{\text{ст}},$$

где $S_{\text{м.п}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4}$.

Для ходов больше статического характеристика рессоры определяется как

$$p = \left(\frac{V_0 - S_{\text{м.п}} \cdot x_{\text{ст}}}{V_0 - S_{\text{м.п}} \cdot x_{\text{ст}} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_{\text{ст}}.$$

Заправочное давление в рессоре определяется формулой

$$p_0^{\text{в.п}} = \left(\frac{V_0 - S_{\text{м.п}} \cdot x_{\text{ст}}}{V_0} \right)^n \cdot p_{\text{ст}}.$$

Для ходов меньше статического упругая характеристика имеет вид

$$p = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_{\text{м.п}} \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_0^{\text{в.п}}.$$

Следует отметить, что, в силу наличия двух вложенных поршней, усилия на штоке для ходов, меньших и больших статического, определяются по разным зависимостям. Так, для ходов меньше статического сила на штоке равна

$$P_{\text{шт}} = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_{\text{м.п}} \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_0^{\text{в.п}} \cdot S_{\text{м.п}},$$

а для ходов, больших статического, равна

$$P_{\text{шт}} = \left(\frac{V_0 - S_{\text{м.п}} \cdot x_{\text{ст}}}{V_0 - S_{\text{м.п}} \cdot x_{\text{ст}} - S_{\text{п}} \cdot x_{\text{шт}}} \right)^n \cdot p_{\text{ст}} \cdot S_{\text{п}}.$$

Для проверки правильности выведенных зависимостей был проведен расчет упругих характеристик существующих рессор и сравнение результатов расчета с известными характеристиками. Расхождение результатов оказалось в пределах 10%. Таким образом, приведенные зависимости позволяют проводить расчет ПГР.

Выводы

Таким образом, можно сделать вывод, что приведенные зависимости справедливы как для проведения поверочного расчета и определения неизвестных параметров существующих рессор (что может быть полезно при модернизации машины, в том числе когда нет полной информации о конструктивных параметрах рессоры), так и для проектного расчета при создании новой машины или новой системы поддрессоривания к ней. Приведенные зависимости позволяют в полной мере производить подбор как требуемых характеристик, так и физических размеров рессоры, исходя из требований к системе поддрессоривания и компоновке машины.

Список литературы

1. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Сухоруков А.В. Повышение плавности хода транспортных машин путем использования системы поддрессирования с «нецелым числом степеней свободы» // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2002. № 7. С. 40-45.
2. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Конструкция и расчет подвесок БГМ. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 40 с.
3. Котиев Г.О., Смирнов А.А., Шилкин В.П. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических системах поддрессирования гусеничных машин: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 80 с.
4. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
5. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин. М: Машиностроение, 1976. 207 с.
6. Теория и конструкция танка. Т. 6: Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин / под ред. П.П. Исакова. М.: Машиностроение, 1985. 244 с.
7. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины: дис. ... канд. техн. наук. М., 2003. 149 с.
8. Фурунжиев Р.И., Останин А.Н. Управление колебаниями многоопорных машин. М.: Машиностроение, 1984. 206 с.
9. Марецкий П.К. Влияние режимов движения на выбор характеристик системы поддрессирования // Вестник бронетанковой техники. 1988. № 9. С. 48-51.
10. Бродский Л.Е. Расчет автоматической системы управления гидро-пневматической подвески танка // Вестник бронетанковой техники. 1985. № 1. С. 41-43.
11. Бродский Л.Е. и др. Энергетический расчет активной торсионной подвески танка // Вестник бронетанковой техники. 1988. № 3. С. 51-53.
12. Шарапов В.Д. Активные подвески транспортных средств. Рига: РВВПКУ, 1980. 261 с.
13. Karnopp D., So S.-G. Energy Flow in Active Attitude Control Suspensions: A Bond Graph Analysis // Vehicle System Dynamics. 1998. Vol. 29, no. 2. P. 69-81.
14. Redfield R.C. Performance of Low-Bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control // Vehicle System Dynamics. 1991. Vol. 20, no. 5. P. 245-267.
15. Дмитриев А.А. Теория и расчет линейной релаксационной системы поддрессирования // Вопросы поддрессирования танка и бронетранспортера: тр. семинара каф. № 15. М.: ВА БТВ, 1959. С. 46-76.
16. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддрессирования с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: дис. ... канд. техн. наук. М., 2003. 150 с.
17. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.

18. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Смирнов И.А. Перспективы развития системы поддрессирования быстроходных гусеничных машин // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. №10 (22). Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html> (дата обращения 01.10.2014).
19. Поздеев А.В., Новиков В.В., Дьяков А.С., Похлебин А.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Регулируемые пневматические и пневмогидравлические рессоры подвесок автотранспортных средств: монография. Волгоград: ВолгГТУ, 2013. 244 с.
20. Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография. Волгоград: ВолгГТУ, 2009. 339 с.

.

Analytical Technique of Selection of Constructive Parameters Pneumatichydraulic Springs

A.A. Tsipilev^{1,*}, E.B. Sarach¹

* alexts@zdravomyslie.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: transport machines, pneumatichydraulic suspension, suspension system, the elastic characteristic technique of selection characteristics, experiment, smoothness

The article "Technique for Analytical Selection of Design Parameters of Pneumatic-hydraulic Springs concerns the ride smoothness of high-speed vehicles. Author of article Tsipilev A.A. is an assistant at chair "Multi-purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots" of BMSTU. The article represents a synthesis of known information on the springing systems and an analysis of relation between spring design data and running gear. It describes standard units of running gear of vehicle in the context of springing systems. Classification of springing systems is considered. Modernization general policy for existing suspensions and prospects for creation of new ones are given. The article considers a design of various pneumatic-hydraulic springs to be set on domestic tracked vehicles. A developed technique allows us to have elastic characteristics of pneumatic-hydraulic springs of various types using these design data and kinematics of the running gear. The article provides recommendations to calculate characteristics of springing systems. The adequacy analysis of the given technique based on the comparison of real and rated characteristics of the existing suspension is conducted. This article can be useful to the experts dealing with springing systems of wheel and tracked vehicles.

References

1. Kotiev G.O., Sarach E.B., Sukhorukov A.V. Raising smoothness of a course of transport vehicles through the use of suspension system with "non- integer degree of freedom". *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2002, no. 7, pp. 40-45. (in Russian).
2. Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Sarach E.B. *Konstruktsiya i raschet podvesok BGM* [Design and calculation of suspensions of high-speed tracked vehicles]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007. 40 p. (in Russian).
3. Kotiev G.O., Smirnov A.A., Shilkin V.P. *Issledovanie rabochikh protsessov v pnevmogidravlicheskh sistemakh podressorivaniya gusenichnykh mashin* [Research of

- workflows in pneumohydraulic suspension system of tracked vehicles]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2001. 80 p. (in Russian).
4. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin* [Calculation and design of tracked vehicles]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p. (in Russian).
 5. Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. *Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin* [Theory and calculation of nonlinear suspension systems of tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 207 p. (in Russian).
 6. Isakov P.P., ed. *Teoriya i konstruktsiya tanka. T. 6: Voprosy proektirovaniya khodovoy chasti voennykh gusenichnykh mashin* [Theory and design of the tank. Vol. 6: Problems in procuring running gear of military tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 244 p. (in Russian).
 7. Sukhorukov A.V. *Upravlenie dempfiruyushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny. Kand. diss.* [Control of damping elements in suspension system of high-speed tracked vehicles. Cand. diss.]. Moscow, 2003. 149 p. (in Russian).
 8. Furunzhiev R.I., Ostanin A.N. *Upravlenie kolebaniyami mnogoopornnykh mashin* [Control of oscillations of multisupport vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 206 p. (in Russian).
 9. Maretskiy P.K. Influence of modes of movement on the choice of characteristics of suspension system. *Vestnik bronetankovoy tekhniki*, 1988, no. 9, pp. 48-51. (in Russian).
 10. Brodskiy L.E. Calculation of automatic control system of hydro-pneumatic suspension of tank. *Vestnik bronetankovoy tekhniki*, 1985, no. 1, pp. 41-43. (in Russian).
 11. Brodskiy L.E., et al. Energy calculation of active torsion bar suspension of tank. *Vestnik bronetankovoy tekhniki*, 1988, no. 3, pp. 51-53. (in Russian).
 12. Sharapov V.D. *Aktivnye podveski transportnykh sredstv* [Active vehicle suspensions]. Riga, RVVPKU Publ., 1980. 261 p. (in Russian).
 13. Karnopp D., So S.-G. Energy Flow in Active Attitude Control Suspensions: A Bond Graph Analysis. *Vehicle System Dynamics*, 1998, vol. 29, no. 2, pp. 69-81.
 14. Redfield R.C. Performance of Low-Bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control. *Vehicle System Dynamics*, 1991, vol. 20, no. 5, pp. 245-267.
 15. Dmitriev A.A. Theory and calculation of the linear relaxational suspension system. *Voprosy podressorivaniya tanka i bronetransportera: tr. seminara kaf. No. 15* [Problems of suspension of tanks and armored vehicles: proc. of the seminar of the department no. 15]. Moscow, Military Academy of Armored Forces Publ., 1959, pp. 46-76. (in Russian).

16. Sarach E.B. *Metod vybora kharakteristik sistemy podressorivaniya s netselym chislom stepeney svobody dlya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny. Kand. diss.* [Feature selection method for suspension system with non-integer degrees of freedom for high-speed tracked vehicles. Cand. diss.]. Moscow, 2003. 150 p. (in Russian).
17. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* [Integrated cushioning of high-mobility double-link tracked vehicles]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010. 184 p. (in Russian).
18. Kotiev G.O., Sarach E.B., Smirnov I.A. Development prospects of the suspension system for high-speed tracked vehicles. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii = Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, no. 10 (22). Available at: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>, accessed 01.10.2014. (in Russian).
19. Pozdeev A.V., Novikov V.V., D'yakov A.S., Pokhlebin A.V., Ryabov I.M., Chernyshov K.V. *Reguliruemye pnevmaticheskie i pnevmogidravlicheskie resory podvesok avtotransportnykh sredstv* [Adjustable pneumatic and pneumatic-hydraulic spring suspension of motor vehicles]. Volgograd, VolgSTU Publ., 2013. 244 p. (in Russian).
20. Novikov V.V., Ryabov I.M., Chernyshov K.V. *Vibrozhachitnye svoystva podvesok avtotransportnykh sredstv* [Vibration properties of suspension of motor vehicles]. Volgograd, VolgSTU Publ., 2009. 339 p. (in Russian).