

ИССЛЕДОВАНИЕ ВНУТРЕННЕЙ ДИНАМИКИ ДВУХПОРШНЕВОЙ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РЕССОРЫ

Ципилев А.А., Жаров С.С.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия
alexts@bmstu.ru

С развитием электронно-вычислительных машин (ЭВМ) возможность исследования работы различных устройств и механизмов вышла на качественно новый уровень. Быстродействие современных ЭВМ позволяет проводить исследования внутренней динамики работы различных узлов и агрегатов быстроходных гусеничных машин, в частности систем подрессоривания, учитывая при этом наиболее тонкие и сложные нюансы их работы. Настоящая статья посвящена исследованию внутренней динамики работы пневмогидравлической рессоры, оснащенной вложенным поршнем, позволяющим стабилизировать значение статического хода подвески в широком диапазоне температур. Во введении обозначены вопросы актуальности использования пневмогидравлических систем подрессоривания и перспективы их применения для повышения показателей плавности хода, необходимых для машин с высокой энерговооруженностью. Однако наряду с перспективностью, обусловленной известными преимуществами таких систем подрессоривания, имеются также и недостатки, в частности, нестабильность характеристик газа при изменении его температуры. Необходимость стабилизации статического хода привела к появлению различных вариантов конструкций пневмогидравлических рессор (ПГР), в частности ПГР с вложенным поршнем. Однако опыт применения машин с такой конфигурацией ПГР свидетельствует о нарушении стабильности статического хода. В статье проведено исследование работы ПГР при различных условиях нагружения и различных температурах и показаны условия возникновения явления самопроизвольного изменения хода катка. Показано, что обеспечить одновременную стабилизацию хода при высоких и низких температурах невозможно, и, кроме того, стабилизация статического хода при низких температурах приведет к ударному движению вложенного поршня, сопровождающемуся передачей высоких ускорений на подрессоренный корпус. В заключение статьи приведены рекомендации относительно выбора рационального положения статического хода штока на статической упругой характеристике ПГР.

Ключевые слова: быстроходные гусеничные машины, гусеничные машины, пневмогидравлическая рессора, плавность хода, исследование, внутренняя динамика.

Введение

Разработка современных систем подрессоривания (СП) быстроходных гусеничных машин (БГМ), в полной мере отвечающих всем предъявляемым требованиям, невозможно без полного и всестороннего исследования процессов их работы [1–4]. Одним из наиболее распространенных к настоящему времени методов исследования является имитационное математическое моделирование, так как оно позволяет учесть физические процессы, протекающие в узлах и элементах СП, провести анализ рациональности и работоспособности схемы на этапе проектирования [5]. Необходимость всестороннего исследования какой-либо системы на этапе проектирования обусловлена, в первую очередь, возможностью сокраще-

ния времени, затраченного на проектирование и перепроектирование, доводочные работы, испытания и другие мероприятия, сопряженные с проверкой системы на работоспособность и оценкой ее рациональности.

Современные БГМ оснащаются, как правило, форсированными силовыми установками, обеспечивающими высокие показатели удельной мощности, что вкупе с плотной компоновкой накладывает дополнительные, более строгие требования к плавности хода и к стабильности характеристик СП. В частности для БГМ с удельной мощностью 20 л.с./т и коэффициентом качества СП близком к единице достаточно обеспечить преодоление периодической неровности высотой около 0,2 м с ускорениями на месте механика-водителя, не пре-

вышающими (3–3,5)g [1]. Для БГМ с удельной мощностью 30 л.с./т это значение уже должно быть более 0,35 м [1].

Рост высоты проходной неровности можно обеспечить за счет увеличения динамического хода подвески [4, 6, 7]. Для СП с металлическими упругими элементами в силу технологических ограничений это уже практически невозможно. Анализ показывает, что это возможно за счет применения пневмогидравлических систем подрессоривания, то есть таких СП, где роль упругого элемента выполняет газ. Здесь на первый план выходят проблемы стабильности характеристики упругого элемента. Связано это с тем, что давление газа в замкнутом объеме существенно зависит от его температуры, которая может меняться в очень широком диапазоне [4, 8, 9]. Границы его определяются, с одной стороны, внешними условиями, а с другой – тепловой нагруженностью самого устройства: выделяющееся при демпфировании тепло идет как на нагрев жидкости, так и газа.

Рост температуры газа приводит к так называемому «всплытию» машины, когда статический ход самопроизвольно уменьшается, а жесткость подвески растет [4]. Центр масс машины смещается вверх от опорного основания, что приводит к росту амплитуды колебаний и к снижению плавности хода. В настоящее время существуют несколько способов

стабилизации значения статического хода, среди которых использование конструкции пневмогидравлической рессоры (ПГР) с вложенным поршнем (рис. 1). Предполагается, что из-за разницы площадей вложенного и основного поршней статический ход останется неизменным, а значительное гидравлическое сопротивление перетеканию жидкости не позволит поршням «разойтись» во время движения машины. Однако опыт эксплуатации свидетельствует об обратном: «всплытие» при росте температуры ПГР неизбежно [4].

В настоящей статье приведены результаты исследований динамики двухпоршневой ПГР при изменении температуры газа, показаны условия начала «всплытия» при различных вариантах выбора статического положения штока, а также предложен способ решения данной проблемы.

Математическая модель двухпоршневой ПГР

Реализация математической модели двухпоршневой ПГР, представленной на рис. 1, выполнена в программном комплексе MATLAB Simulink с использованием компонентов библиотеки Simscape и представлена на рис. 2 и 3. Она позволяет учесть тепловые процессы, происходящие в газовой полости, что дает возможность исследования динамики ПГР при росте температуры газа, в частности явления «всплытия».

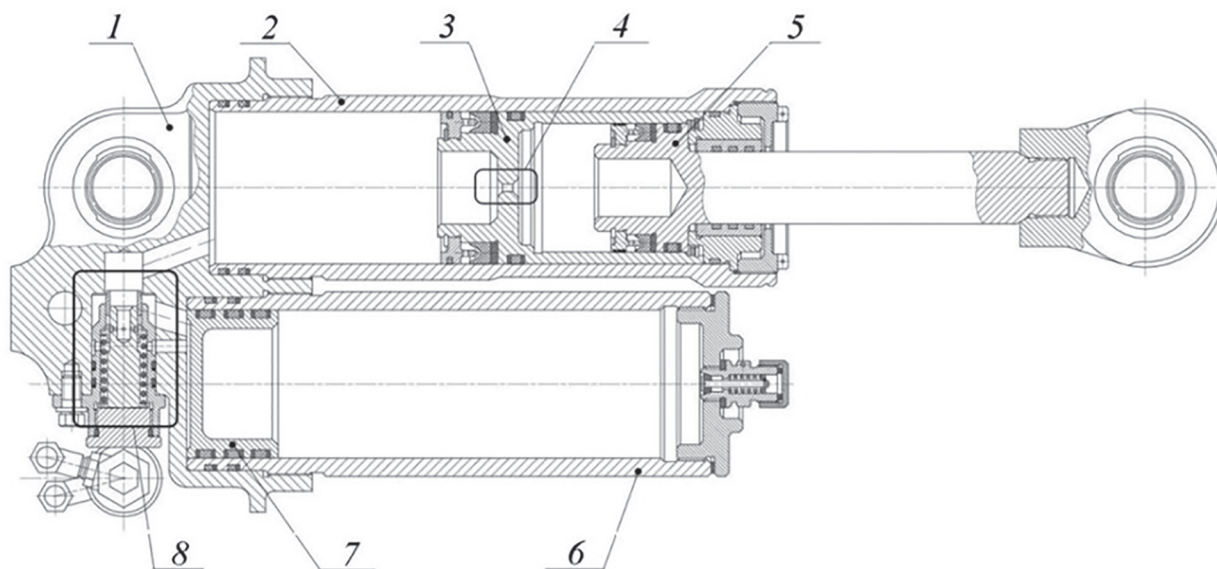


Рис. 1. Общий вид ПГР ГМ-569 с вложенным поршнем:

1 – корпус; 2 – гидроцилиндр; 3 – большой поршень; 4 – отверстие в большом поршне; 5 – малый (вложенный) поршень со штоком; 6 – пневмоцилиндр; 7 – поршень-разделитель; 8 – дроссельная система

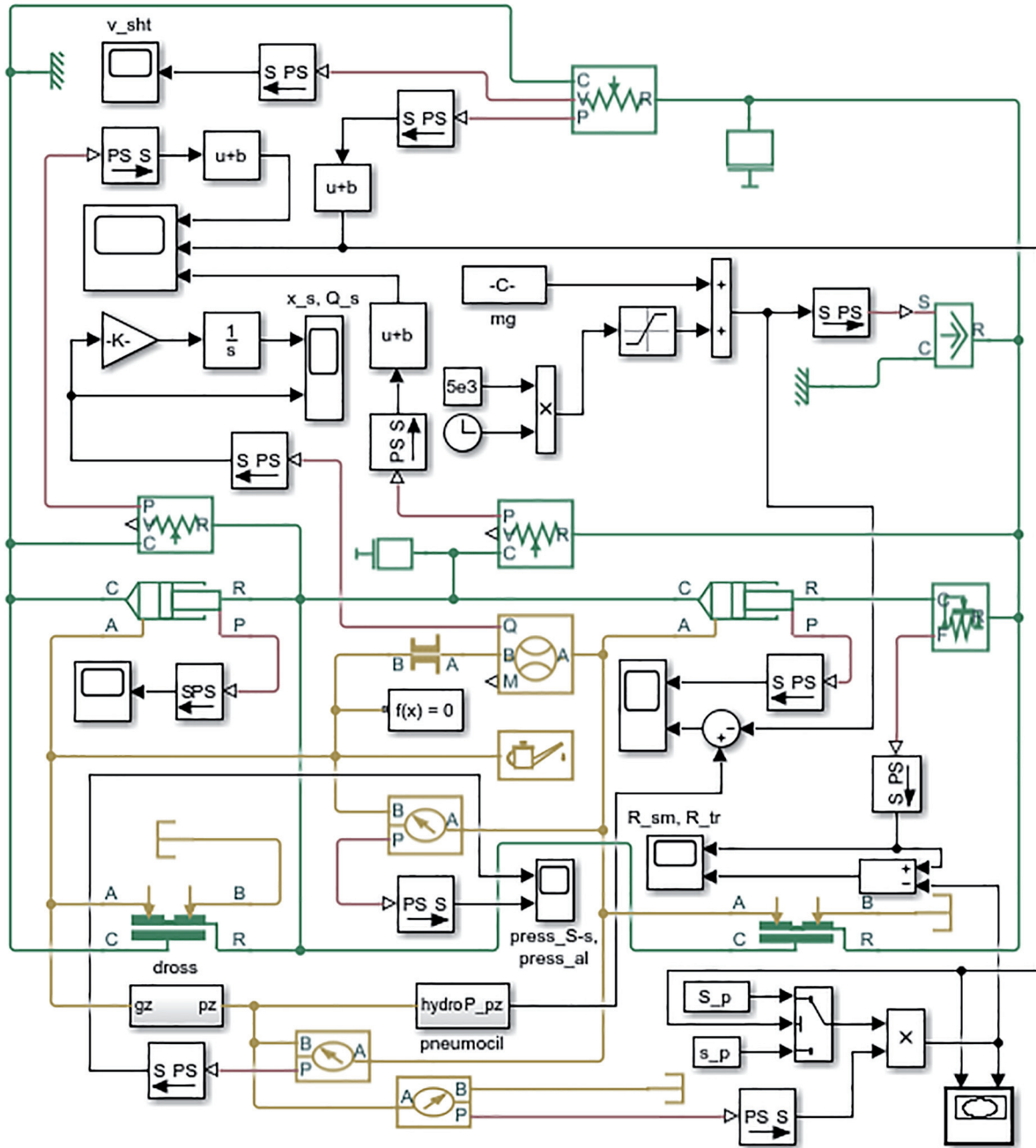


Рис. 2. Реализация математической модели

В модели учтено сухое трение между уплотнениями поршней и соответствующих цилиндров, величина которого определяется аналитической зависимостью вида [10, 11]:

$$F_{\text{тр}}(v, p) = \begin{cases} 10^4 \cdot \left[(1250 + 1,35 \cdot 10^{-4} p) (1 + 0,37 e^{-0,15}) + 0,07 \right] \times \\ \times v, \text{ при } |v| \leq 10^{-4} \text{ м/с,} \\ (1250 + 1,35 \cdot 10^{-4} p) (1 + 0,37 e^{-150|v|}) \text{sign } v + \\ + 700v, \text{ при } |v| > 10^{-4} \text{ м/с.} \end{cases}$$

В качестве рабочей жидкости принято трансмиссионное масло ATF Dexron III температурой 60 °С, рабочее тело в газовой полости – азот, его температура может меняться в диапазоне (–50...300) °С. Прочие исходные данные приведены в таблице 1.

При моделировании были приняты следующие допущения:

- физические свойства металлических деталей ПГР и жидкости неизменны в процессе моделирования;
- смена режима течения жидкости с ламинарного на турбулентный происходит мгновенно.

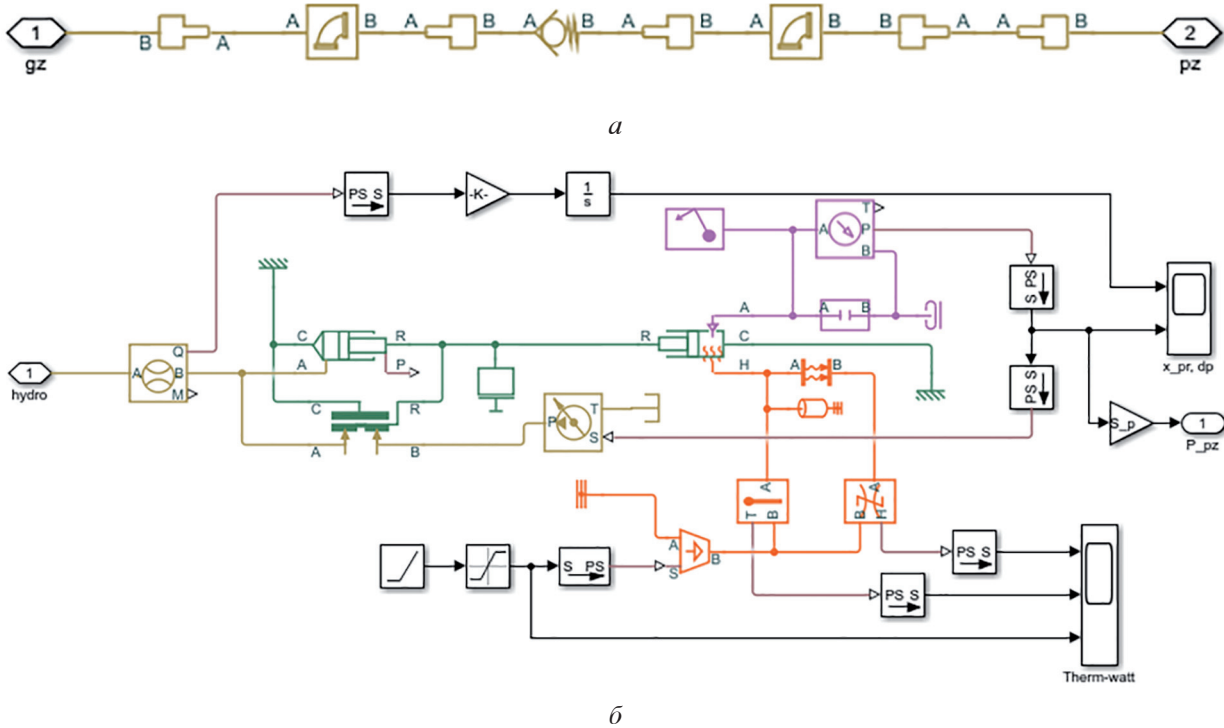


Рис. 3. Реализация подсистем:
a – дроссельная система; *б* – пневмоцилиндр

Таблица 1

Исходные данные для моделирования

Наименование параметра	Значение
Диаметр поршня, м: вложенного/основного	0,075 / 0,09
Ход поршня, м: вложенного/основного	0,045 / 0,135
Диаметр дроссельного отверстия в основном поршне, м	0,004
Зарядное давление газа в пневмоцилиндре, Па	$6 \cdot 10^6$
Зарядный объем газа в пневмоцилиндре, м ³	$1,7 \cdot 10^{-3}$
Начальная температура газа T_0 , К	293
Сила страгивания R_{th} (справочный параметр), Н: при $p_0 = 6$ МПа при $p_{cr} = 7,0$ МПа при $p_{max} = 25,2$ МПа	2608 2780 5890

Получение упругой и демпфирующей характеристик ПГР

Так как целью имитационного математического моделирования является исследование внутренней динамики работы ПГР, в том числе, условий возникновения самопроизвольного расхождения поршней («всплывтие»

машины), необходимо определить упругую и демпфирующую характеристики ПГР при ходах, больших и меньших статического. Кроме того, необходимо найти суммарную силу сухого трения в зонах уплотнения поршня-разделителя и вложенного поршня, так как это значение влияет на условия возникновения «всплывтия». Упругая и демпфирующие характеристики ПГР при различных температурах представлены на рис. 4, 5, 6.

Анализ графиков, изображенных на рис. 5 и 6, показывает, что силы неупругого сопротивления, действующие на шток, практически неизменны, несмотря на рост гидравлического сопротивления. Это объясняется тем, что на ходах, меньших статического, работает только вложенный поршень, эффективная площадь которого меньше, чем у основного поршня, в 1,44 раза.

Имитационное математическое моделирование работы ПГР

Основной причиной значительного нагрева ПГР является движение машины в условиях, вызывающих перемещение штока с высокой частотой [1, 4, 7]. Амплитуда его при этом невелика, а колебания происходят вокруг статического положения. Эти условия возникают

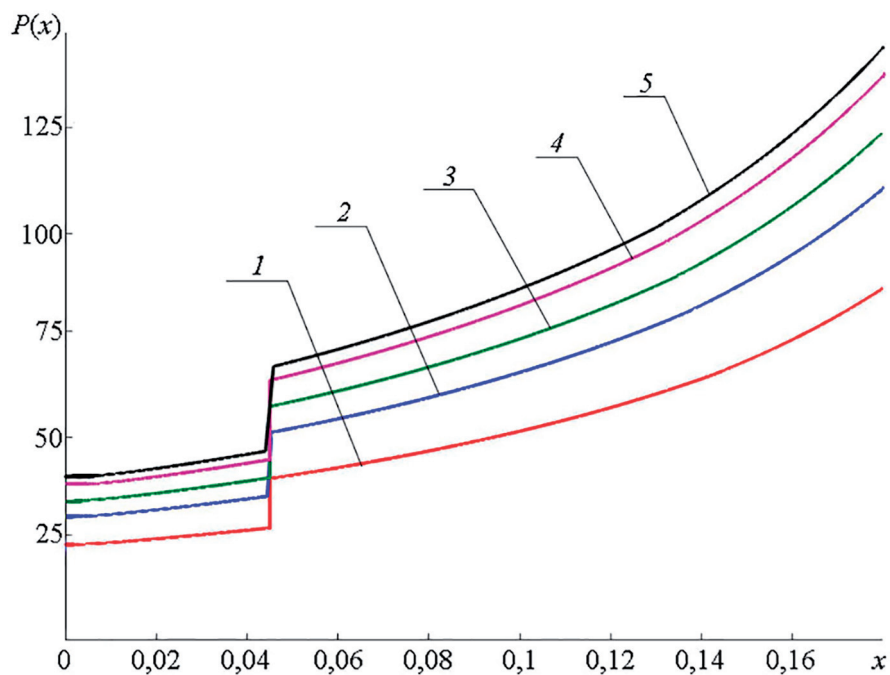


Рис. 4. Упругая характеристика ПГР:

x – ход штока, м; $P(x)$ – сила упругого сопротивления на штоке, кН;
 1 – $t = -50$ °C; 2 – $t = 20$ °C; 3 – $t = 60$ °C; 4 – $t = 100$ °C; 5 – $t = 120$ °C

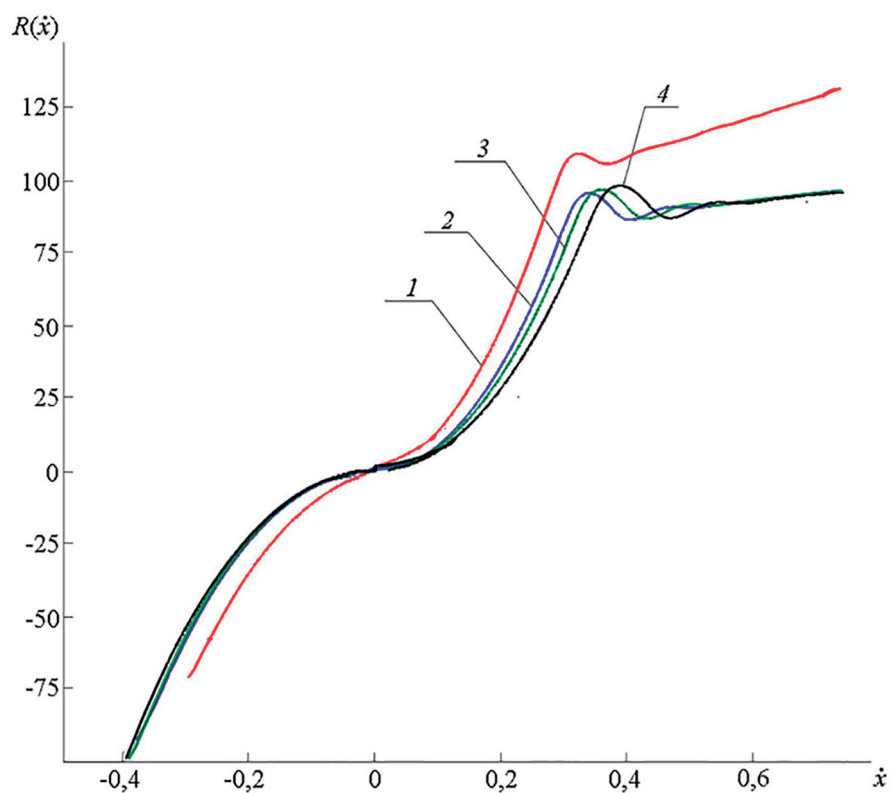


Рис. 5. Демпфирующая характеристика ПГР при $x > x_{cr}$:

\dot{x} – скорость штока, м; $R(\dot{x})$ – сила неупругого сопротивления на штоке, кН;
 1 – $t = -50$ °C; 2 – $t = 20$ °C; 3 – $t = 60$ °C; 4 – $t = 120$ °C

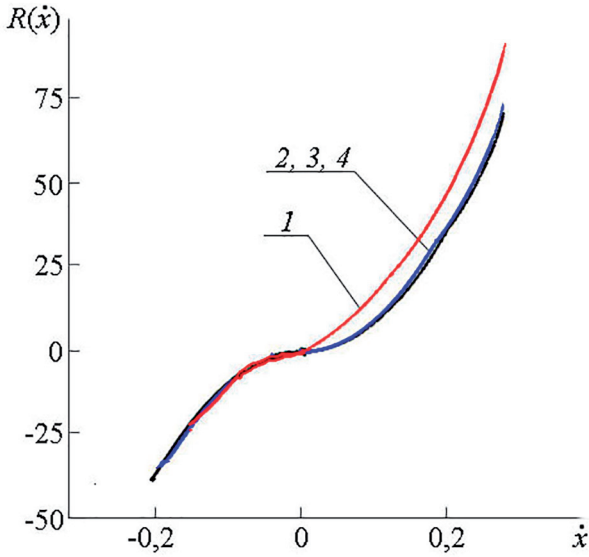


Рис. 6. Демпфирующая характеристика ПГР при $x < x_{cr}$:

x – скорость штока, м; $R(x)$ – сила неупругого сопротивления на штоке, кН; 1 – $t = -50$ °С; 2 – $t = 20$ °С; 3 – $t = 60$ °С; 4 – $t = 120$ °С

при движении машины по мерзлой пахоте или брусчатке, где источником возмущения является профиль опорного основания. Для имитации в математической модели такого режима

движения можно использовать гармоническое воздействие на шток с зависимостью вида:

$$R(t) = R_0 + R_a \cdot \sin(2\pi n t),$$

где R_0 – сила на штоке, близкая к статической, вокруг которой происходят колебания, Н; R_a – амплитуда изменения силы на штоке, Н; n – частота возмущения, Гц.

Для оценки условий возникновения самопроизвольного движения вложенного поршня было проведено моделирование при условии увеличения температура газа в пневмоцилиндре от 20°С до 300°С, в то время как сила $P_{шт}$, приложенная к штоку, оставалась неизменной и равной 43 кН. Результаты моделирования представлены на рис. 7, 8 и 9. Их анализ позволяет сделать вывод, что поршни начинают расходитьсь при условии:

$$p_r S_{в.п} - P_{шт} > 2R_{th}, \quad (1)$$

где p_r – текущее давление газа в пневмоцилиндре, Па; $S_{в.п}$ – эффективная площадь вложенного поршня, м²; $P_{шт}$ – сила на штоке, Н.

Представленная на рис. 8 динамика изменения силы на штоке, реализуемой за счет работы газа, имеет характерную пилообразную форму усилия в интервале от 30 до 38 с времени моде-

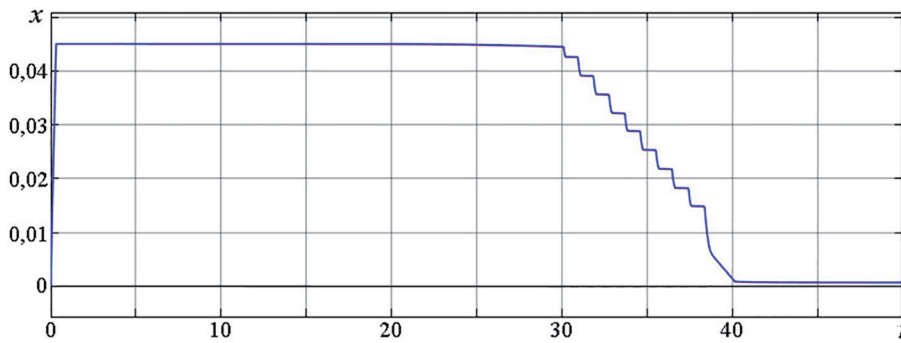


Рис. 7. Динамика перемещения штока:

x – ход штока, м; t – время моделирования, с

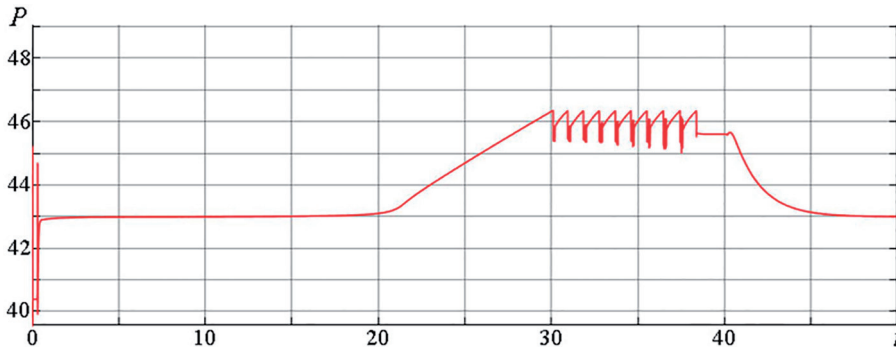


Рис. 8. Динамика изменения силы на штоке:

P – сила на штоке, кН; t – время моделирования, с

лирования. Она отражает работу уплотнений как источника силы трения: резкое уменьшение реакции соответствует моменту страгивания, когда сила трения падает, позволяя выровнять давление в пневмоцилиндре. Затем, по мере снижения разницы сил, действующих на шток, его скорость также падает, а сила трения растет. Шток прекращает движение в некоторый момент времени, что видно на рис. 7. Затем сила, действующая на шток, возрастает вследствие изменения температуры газа, и цикл «страгивание – движение – остановка» повторяется.

Чтобы найти температуру газа, при которой начнется расхождение, преобразуем выражение (1):

$$\frac{T}{T_0} \cdot p_{г0} \cdot S_{в.п} - p_{г0} \cdot S_{п} > 2R_{th};$$

$$T > \frac{T_0 \cdot (8R_{th} + p_{г0} \cdot \pi D_{п}^2)}{p_{г0} \cdot \pi d_{в.п}^2},$$

здесь T – текущая температура газа, при которой поршни начинают расходиться, К; T_0 – расчетная температура, при которой осуществлялась зарядка ПГР, К; $p_{г0}$ – давление газа в ПГР, соответствующее моменту соприкосновения поршней, при температуре T_0 , Па.

В данном случае, учитывая значения, представленные в таблице 1, можно рассчитать критическое значение температуры, при которой выполнится условие (1):

$$T_{кр} = \frac{293 \cdot (8 \cdot 2780 + 6,84 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,09^2)}{6,84 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,075^2} = 475 \text{ К},$$

или 202 °С.

Очевидно, что это значение больше допустимой рабочей температуры ПГР, которая обычно не превышает 393 К (120 °С). Это по-

зволяет сделать вывод о том, что при выборе статического усилия, соответствующего верхней точке перегиба упругой характеристики при начальной температуре газа T_0 , расхождения поршней не будет наблюдаться во всем диапазоне рабочих температур, однако при снижении температуры статический ход подвески будет увеличиваться.

Меняя конструктивные параметры ПГР таким образом, чтобы статическая сила соответствовала некоторой другой точке на вертикальной «полке», можно стабилизировать значение статического хода при уменьшении температуры окружающей среды. Однако это может привести к изменению статического хода при росте температуры ПГР.

Проверим это, исследовав поведение ПГР при движении машины в условиях, соответствующих движению по мерзлой пахоте. Значение статической силы назначим таким, чтобы оно попадало на середину вертикальной «полки». Тогда становится возможным обеспечить стабилизацию статического хода при снижении температуры газа до 240 К (это соответствует температуре в –33 °С). Исходные данные для такого режима нагружения представлены в таблице 2.

Результаты вычислительного эксперимента представлены на рис. 10 и 11. Их анализ позволяет сделать вывод о начале выдвигания штока при температуре газа 330 К (57 °С). Давление в газовой полости при этом остается неизменным на всем протяжении времени моделирования, начиная с момента выдвигания штока (рис. 12).

Резкое изменение положения штока начинается приблизительно на 160 секунде моделирования. При этом температура в газовой полости составляет 363 К (90 °С), а давление –

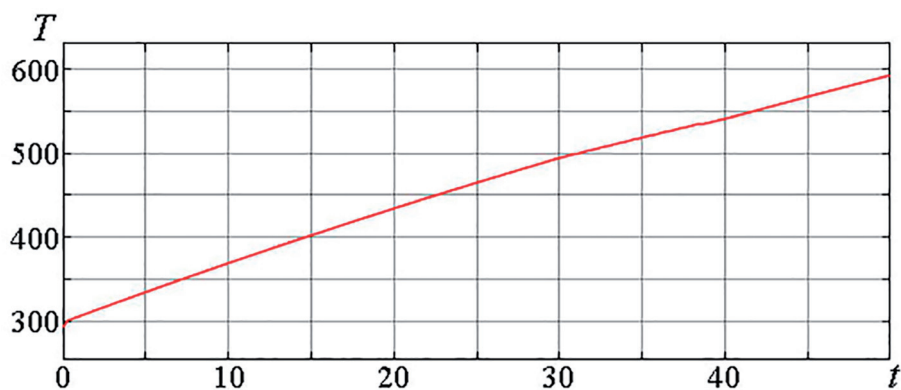


Рис. 9. Динамика изменения температуры газа:

T – температура газа в пневмоцилиндре, К; t – время моделирования, с

Режим высокочастотного нагружения

Наименование параметра	Значение
Статическая сила на штоке R_0 , Н	36580
Амплитуда изменения силы R_a , Н	10000
Частота изменения силы n , Гц	10
Начальная температура газа T_0 , К	293
Конечная температура газа T , К	393
Время изменения температуры Δt , с	600

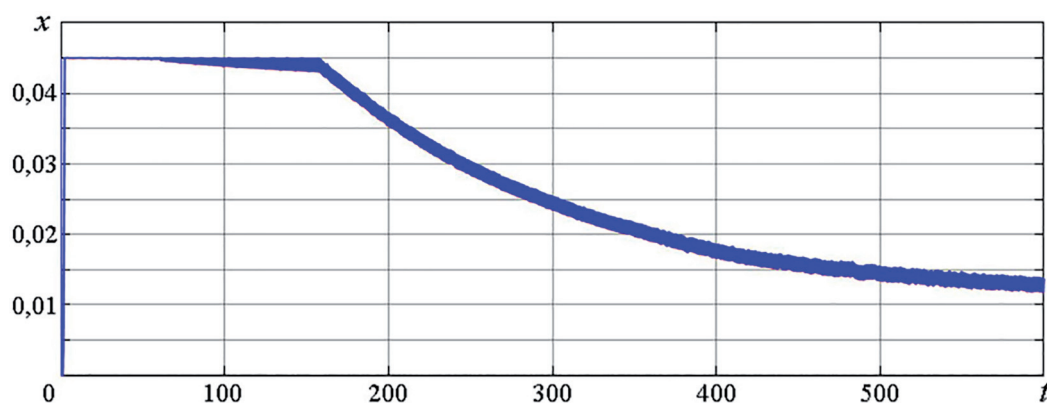


Рис. 10. Динамика изменения хода штока:
 x – ход штока, м; t – время моделирования, с

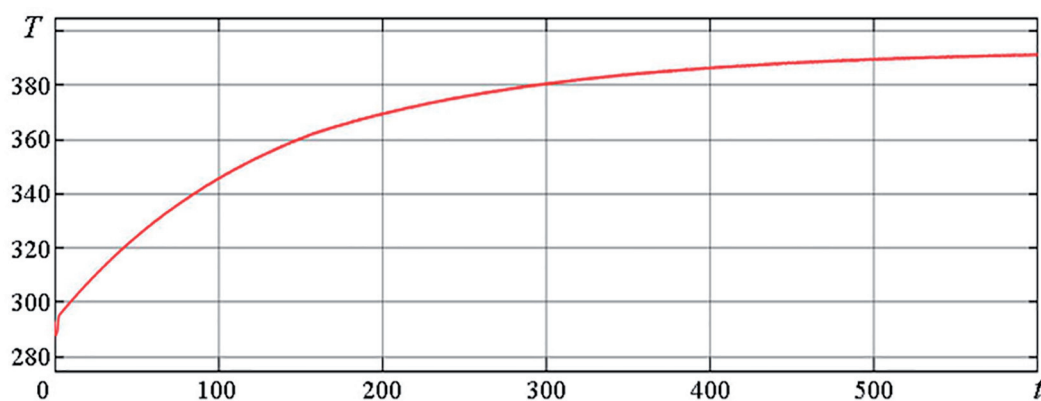


Рис. 11. Динамика изменения температуры газа:
 T – температура газа, К; t – время моделирования, с

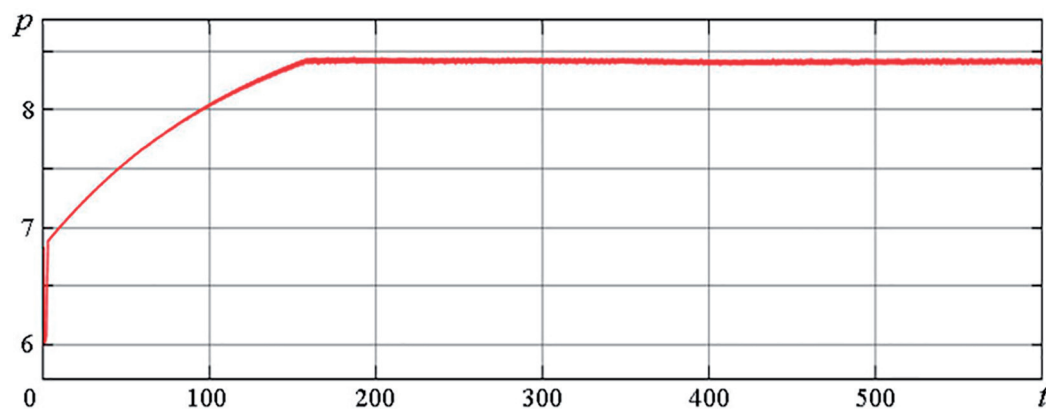


Рис. 12. Динамика изменения давления газа:
 p – давление газа в пневмоцилиндре, МПа; t – время моделирования, с

8,4 МПа. Силу со стороны газа, действующую на шток, можно рассчитать так:

$$R_{\Gamma} = S_{\text{в.п}} \cdot p_{\Gamma},$$

где P_{Γ} – реакция на штоке, реализуемая давлением газа в газовой полости, Н.

Тогда:

$$R_{\Gamma} = 0,25 \cdot \pi \cdot 0,075^2 \cdot 8,4 \cdot 10^6 = 37552 \text{ Н.}$$

Это значение приблизительно на 1 кН больше статической силы на штоке, принятой при моделировании, в то время как суммарная сила страгивания в уплотнениях вложенного поршня и поршня-разделителя составляет 6 кН. Однако шток совершает гармоническое движение вследствие изменения нагрузки, и минимальная сила, действующая на него, составляет 26580 Н, а сила сухого трения – 4770 Н. Таким образом, каждый раз, как выполняется условие (1), шток выдвигается наружу, а затем при росте силы возвращается к исходному положению, но не полностью, так как температу-

ра газа непрерывно увеличивается, приводя к возрастанию давления газа.

Как видно по рис. 10, шток выдвигается на 0,033 м к моменту окончания моделирования. Это будет соответствовать значительному «всплыванию» машины вплоть до сокращения статического хода до нулевого значения. При этом можно сделать вывод, что переход с нижней ветви кривой на верхнюю (рис. 4) при изменении хода подвески будет сопровождаться мгновенным изменением эффективной площади поршня. Это, в свою очередь, приведет к резкому росту ускорений на месте механика-водителя. Они будут возникать всякий раз при перемещении опорного катка в области статического хода, вызывая дискомфорт у экипажа и вынуждая снижать скорость движения [1, 12].

Таким образом, выбор конструктивных параметров ПГР, при которых статическая сила будет соответствовать какой-либо точке на «полке» характеристики, крайне нежелателен и нецелесообразен.

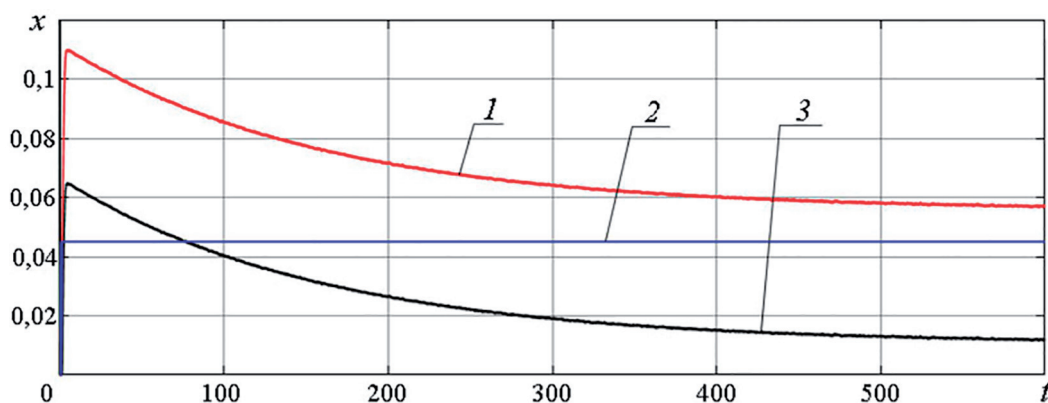


Рис. 13. Динамика перемещения штока и поршней:

1 – перемещение штока; 2 – перемещение вложенного поршня;
3 – перемещение основного поршня; x – абсолютное перемещение, м; t – время моделирования, с

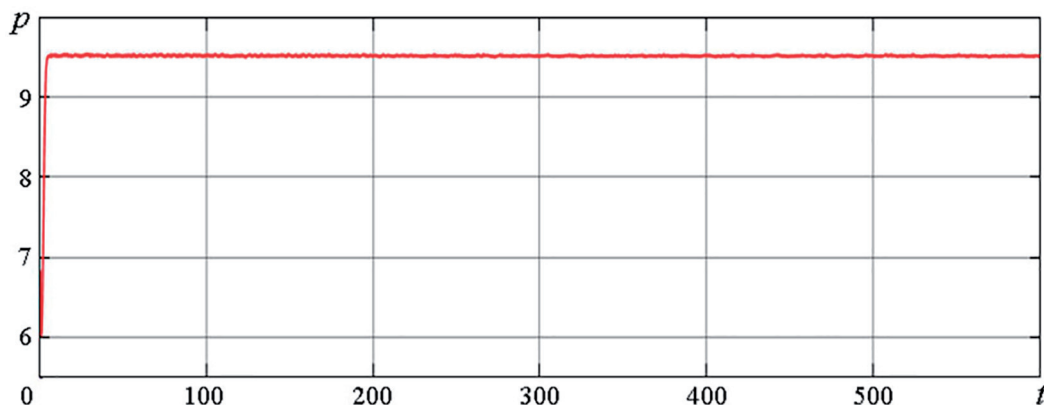


Рис. 14. Динамика изменения давления газа:

p – давление газа в пневмоцилиндре, МПа; t – время моделирования, с

Теперь рассмотрим вариант выбора конструктивных параметров ПГР, при которых статическая сила больше силы, соответствующей верхней точке перегиба упругой характеристики (рис. 4). Режим движения останется неизменным, однако значение статической силы станет равным 60000 Н.

На рис. 13 и рис. 14 представлены результаты моделирования. Видно, что в начале моделирования ход штока возрастает до 0,11 м, а затем начинает снижаться до 0,058 м. Давление в пневмоцилиндре остается неизменным и равным 9,5 МПа.

По рис. 4 видно, что силе в 60 кН соответствует ход, равный 0,09 м, то есть колебания хода должны быть возле этого положения. Увеличение хода на 0,02 м вызвано сухим трением: при снижении нагрузки поршень со штоком находятся в зоне застоя [13, 14], так как разницы усилий, вызываемых газом и внешним воздействием, для движения недостаточно.

В свою очередь, выбор конструктивных параметров ПГР, при которых статическая сила при росте температуры находится на верхней ветви упругой характеристики, приведет к «всплытию» машины.

Выводы

Анализ результатов моделирования позволяет сделать вывод о наиболее целесообразном положении статического хода и статической силы на упругой характеристике. Учитывая возможные неточности при сборке и изготовлении, расчет конструктивных параметров ПГР следует производить из условия, что значение статического хода штока приблизительно на (0,01...0,015) м больше значения хода, соответствующего точке перегиба на упругой характеристике. В этом случае стабилизация статического хода при повышении температуры будет наблюдаться в наиболее широком диапазоне, а неминуемо воспринимаемые в области статического хода перегрузки, вызванные увеличением силы в районе верхней точки перегиба в сравнении со статической силой, будут наименьшими.

Литература

1. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин. М: Машиностроение, 1976. 207 с.

2. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем подрессоривания военных гусеничных машин: дисс... доктора тех. наук. М.: МГТУ, 2000. 265 с.
3. Марецкий П.К. Влияние режимов движения на выбор характеристик системы подрессоривания. Вестник бронетанковой техники, 1988, № 9, с. 48–51.
4. Теория и конструкция танка / Под ред. П.П. Исакова. Т. 6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1985. 244 с.
5. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы подрессоривания с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины. Дис. канд. техн. наук. Москва, 2003, 150 с.
6. Аврамов В.П., Калейчев Н.Б. Динамика гусеничной машины при установившемся движении по неровностям. Харьков: Вища школа, 1989. 112 с.
7. Носов Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
8. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Смирнов И.А. Перспективы развития системы подрессоривания быстроходных гусеничных машин. М., Инженерный журнал: Наука и инновации, № 10(22). 2013.
9. Котиев Г.О., Сарач Е.Б., Сухоруков А.В. Повышение плавности хода транспортных машин путем использования системы подрессоривания с «нецелым числом степеней свободы» // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2002. № 7. С. 40–45.
10. Грибков А.М., Шилин Д.В. Исследование силы трения в бесштоковом пневматическом приводе // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2013. Т. 17, № 3. С. 246–252.
11. https://www.mathworks.com/help/physmod/hydro/ref/cylinderfriction.html?searchHighlight=simscape%20friction&stid=doc_srchttitle Режим доступа: свободный. Дата обращения: 20.03.2018.
12. Рабинович Б.А. Безопасность человека при ускорениях (Биомеханический анализ). М.: 2007. 208 с.
13. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. Учебник для вузов. М.: Высш. школа, 1980. 408 с.: ил.
14. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: «Машиностроение», 1976. 320 с.: ил. Изд. 3-е, доп. и переработ.

References

1. Dmitriev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. *Teoriya i raschet nelinejnyh sistem podressorivaniya*

- ya *gusenichnyh mashin* [Theory and calculation of non-linear sprung weight suspension systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 207 p.
2. Kotiev G.O. *Prognozirovanie ehkspluatacionnyh svoystv sistem podressorivaniya voennyh gusenichnyh mashin: Dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni doktora tekhnicheskikh nauk* [Prediction of operational properties of suspension systems for military caterpillar vehicles: Dissertation for Degree of Doctor of Technical Sciences]. Moscow: MGTU Publ., 2000. 265 p.
 3. Mareckij P.K. Influence of traffic modes on the choice of the characteristics of the suspension system. *Vestnik bronetankovoj tekhniki*, 1988, No 9, pp. 48–51.
 4. *Teoriya i konstrukciya tanka* [Theory and design of the tank]. Pod red. P. P. Isakova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1985. 244 p. Vol. 6. *Voprosy proektirovaniya hodovoj chasti voennyh gusenichnyh mashin* [The issues of designing the undercarriage of military caterpillar vehicles].
 5. Sarach E.B. *Metod vybora harakteristik sistemy podressorivaniya s necelym chislom stepeney svobody dlya bystrohodnoj gusenichnoj mashiny. Dis. kand. tekhn. nauk* [Method for choosing the characteristics of a suspension system with a non-integer number of degrees of freedom for a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow, 2003, 150 p.
 6. Avramov V.P., Kalejchev N.B. *Dinamika gusenichnoj mashiny pri ustanovivshemsya dvizhenii po nerovnostyam* [The dynamics of the tracked vehicle at a steady driving on road unevenness]. Har'kov: Vishcha shkola Publ., 1989. 112 p.
 7. Nosov N.A. i dr. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnyh mashin* [Calculation and design of caterpillar machines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 560 p.
 8. Kotiev G.O., Sarach E.B., Smirnov I.A. *Perspektivy razvitiya sistemy podressorivaniya bystrohodnyh gusenichnyh mashin* [Prospects for the development of a suspension system for high-speed crawler vehicles]. Moscow, *Inzhenernyj zhurnal: Nauka i innovacii*, No 10(22). 2013.
 9. Kotiev G.O., Sarach E.B., Suhorukov A.V. Increasing the smoothness of the course of transport vehicles by using a suspension system with “non-integral number of degrees of freedom”. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*. 2002. No 7, pp. 40–45.
 10. Gribkov A.M., SHilin D.V. Investigation of the frictional force in a rodless pneumatic drive. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviacionnogo tekhnicheskogo universiteta*. 2013. Vol. 17. No 3, pp. 246–252.
 11. https://www.mathworks.com/help/physmod/hydro/ref/cylinderfriction.html?searchHighlight=simscape%20friction&s_tid=doc_srchtile Rezhim dostupa: svobodnyj. Data obrashcheniya: 20.03.2018.
 12. Rabinovich B.A. *Bezopasnost' cheloveka pri uskoreniiyah (Biomekhanicheskij analiz)* [Human safety during acceleration (Biomechanical analysis)]. Moscow: 2007. 208 p.
 13. Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebanij: Uchebnik dlya vuzov* [Theory of mechanical oscillations: Textbook for universities]. Moscow: Vyssh. shkola Publ., 1980. 408 p.
 14. Panovko YA.G. *Osnovy prikladnoj teorii kolebanij i udara* [Fundamentals of Applied Theory of Oscillations and Shock]. Izd. 3-e, dop. i pererabot. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1976. 320 p.

INVESTIGATION OF INTERNAL DYNAMICS OF A TWO-PISTON AIR-HYDRAULIC SPRING

A.A. Cipilev, S.S. ZHarov
Bauman MSTU, Moscow, Russia
alexts@bmstu.ru

With the development of electronic computers the possibility of investigating the work of various devices and mechanisms has reached a qualitatively new level. The speed of modern computers makes it possible to carry out investigations of the internal dynamics of various units and assemblies of high-speed caterpillar machines, in particular, suspension systems, taking into account the most subtle and complex nuances of their work. The present article is devoted to the investigation of the internal dynamics of the operation of a pneumohydraulic spring fitted with an embedded piston that allows stabilizing the value of the static course of the suspension in a wide range of temperatures. The introduction outlines the relevance of the use of pneumohydraulic suspension systems and the prospects for their application in order to increase the smoothness indicators required for machines with high power-to-weight ratio. However, along with the prospects due to the well-known advantages of such suspension systems, there are also disadvantages, in particular, instability of the characteristics of the gas when its temperature changes. The need to stabilize the static course has led to the appearance of various versions of the pneumohydraulic springs (PS), in particular, the PS with the embedded piston. However, the experience of using machines with such a configuration of the PS testifies to a violation of the stability of the static stroke. The paper investigates the operation of the PS under various loading conditions and various temperatures and shows the conditions for the appearance of the phenomenon of spontaneous change in the course of the roller. It is shown that simultaneous stabilization of the stroke at high and low temperatures is impossible and, in addition, the stabilization of the static path at low temperatures will lead to a shock motion of the embedded piston, accompanied by the transfer of high accelerations to the sprung body. The article concludes with recommendations on the choice of the rational position of the static stroke of the rod on the static elastic characteristic of PS.

Keywords: high-speed caterpillar machines, caterpillar machines, pneumohydraulic spring, smooth running, study, internal dynamics.