

Висновки. Результати проведеної роботи свідчать про безумовну ефективність другого варіанта реалізації системи керування паливоподачею з урахуванням зазначених вище обмежень. Зниження подовжньо-кутових прискорень на перешкодах типу "бугор" становить від 27% до 78%, на перешкодах типу "яма" від 0% до 85%, а на перешкодах типу "синусоїда" за винятком довжин хвиль $2L$ і $2,5L$ на другій і третій передачах від 5% до 93%. При цьому збільшення вертикальних прискорень відбувається лише в півтора-два, максимум три рази в області резонансу і максимальні значення цих прискорень у центрі ваги машини навіть при пробі підвісок не перевищують 2-3g.

Для більш точного кількісного визначення рівня зниження подовжньо-кутових прискорень необхідна ідентифікація моделі за результатами експерименту.

Література: 1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. –448 с. 2. Александров Е.Е., Александрова Т.Е., Карпенко В.А., Рафалович О.Я. Стохастический синтез регулятора топливоподачи транспортного дизеля 6ТД // *Механіка та машинобудування*. –1999. –№1. –С. 32-35.

Bibliography (transliterated): 1. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh ma-shin. – M.: Mashinostroenie, 1975. –448 s. 2. Aleksandrov E.E., Aleksandrova T.E., Karpenko V.A., Rafalovich O.Ja. Stokhasticheskij sintez reguljatora toplivopodachi transportnogo dizelja 6TD // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. –1999. –№1. –S. 32-35.

Волонцевич Д.О., Костяник И.В., Камфенкель Д.И.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ДОПУСТИМОЙ СКОРОСТИ ВЕДЕНИЯ ОГНЯ СХОДУ ПРИ ДВИЖЕНИИ БОЕВЫХ МАШИН ПО ПЕРЕСЕЧЕННОЙ МЕСТНОСТИ

Предложен способ повышения допустимой скорости движения для ведения огня с хода при движении боевых машин по пересеченной местности путем уменьшения продольно-угловых колебаний корпуса за счет автоматически управляемых продольных ускорений. Приведены результаты численного эксперимента, которые иллюстрируют эффективность применения предлагаемого способа на примере танка Т-80УД.

Volontsevich D.O., Kostyanik I.V., Kamfenkel D.I.

THE WAY OF INCREASE OF ADMISSIBLE SPEED OF MOVEMENT FOR FIRING FROM A COURSE IS OFFERED AT MOVEMENT OF FIGHTING VEHICLES ON A CROSS-COUNTRY TERRAIN

The way of increase of admissible speed of movement for firing from a course is offered at movement of fighting vehicles on a cross-country terrain by reduction of longitudinal-angular fluctuations of the case at the expense of automatically operated longitudinal accelerations. Results of numerical experiment which illustrate efficiency of application of an offered way on a tank T-84UD example are resulted.

УДК 629.1.032

Воронцов С.Н., канд. техн. наук; Поторока А.В., Решетило Е.И.,
Дреус С.Ю., Павлов А.Е.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БУФЕРА СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ВОЕННОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Введение. В процессе нахождения оптимальных характеристик системы подрессоривания (СП) военных гусеничных и колесных машин (ВГМ) одной из основных проблем является высокий нагрев демпфирующих устройств (ДУ) подвески. В настоящее время его снижение возможно несколькими путями: установкой предохранительных

устройств (термоклапанов), что сохраняет ДУ, но может значительно ухудшить плавность хода; увеличением числа ДУ на борт машины, что не всегда возможно и эффективно; применением того или иного типа системы охлаждения ДУ, что приводит к удорожанию и усложнению, а также увеличивает уязвимость подвески; установкой дополнительных ДУ – гидробуферов (ГБ), которые работают только при больших ходах подвески и разгружают основные ДУ.

Краткий анализ существующих систем. Дополнительные демпфирующие устройства нашли свое применение на некоторых зарубежных ВГМ. Так демпфирующие буферы с характеристикой, зависящей от скорости опорного катка, в сочетании с фрикционными амортизаторами используются в ходовой части серийного танка «Леопард-2» [1], ходовая часть английского основного боевого танка «Челленджер» оснащена гидропневматической подвеской, а в качестве ограничителей хода балансиров используются гидроупоры. Также они используются при модернизации устаревшей техники – гидроупоры, разработанные израильской компанией «Israel Aircraft Industries», устанавливаются на тяжелой боевой машине пехоты «Ахзарит» Mk1 на базе советских танков Т-54 и Т-55 (они расположены на первом и последнем опорном катке с каждого борта).

Постановка задачи. Целью данной работы является построение математической модели работы ГБ, что позволяет рассчитывать оптимальные параметры работы устройства, а также дает возможность интеграции ее в математическую модель движения ВГМ по неровностям.

Изложение основного материала. Принципиальная схема ГБ ВГМ показана на рис.1. Воздействие от катка передается на шток, который перемещается вдоль корпуса и постепенно перекрывает дросселирующие отверстия. Тем самым, в зависимости от перемещения штока, количество открытых дросселирующих отверстий уменьшается и сила сопротивления ГБ увеличивается. Рабочая жидкость перетекает через дросселирующие отверстия 7 из полости 2 в полость 3 и перемещает поршень 5, сжимая пружину 6, что создает дополнительное усилие на штоке гидравлического подрессорника. На обратном ходе пружина разжимается и рабочая жидкость перетекает обратно в полость 2 через обратный клапан 10 с минимальным сопротивлением, возвращая шток 4 в исходное положение. Демпфирование колебаний корпуса машины осуществляется за счет прохождения рабочей жидкости через дросселирующие отверстия.

При составлении расчетных зависимостей ГБ необходимо отдельно рассматривать прямой ход, для которого необходимо получить зависимость усилия на штоке от перемещения и скорости перемещения данного штока $P = P(x, \dot{x})$; и обратный ход – основной характеристикой которого является время возврата штока в исходное состояние.

В основу математической модели ГБ положена теория пневмогидросистем с сосредоточенными параметрами с учетом податливости основных элементов [2]. В ней учитываются основные процессы, происходящие в ГБ, обусловленные вязким трением, сжимаемостью, режимом течения и инерцией рабочей жидкости.

Из условия равновесия штока при его движении в цилиндре величина результирующей силы сопротивления $P_{гп}$ определяется алгебраической суммой гидравлических и механических составляющих:

$$P_{гп} = P_{г}(\dot{x}, x) + P_{и}(\ddot{x}) + P_{y}(x) + P_{тр}, \quad (1)$$

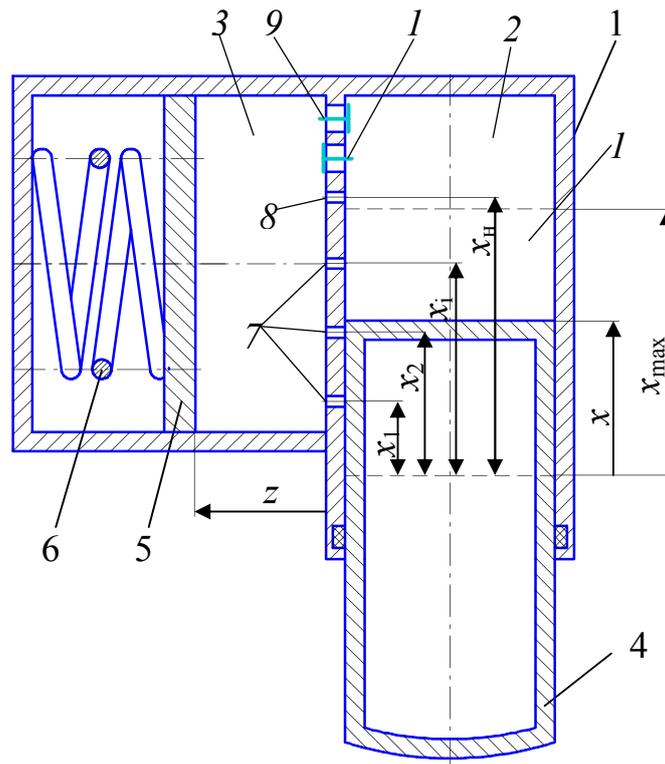


Рис. 1. Принципіальна схема гідравлического подрессорника:

1 – корпус; 2 – полость прямого хода; 3 – полость обратного хода; 4 – шток; 5 – поршень обратного хода; 6 – пружина; 7 – перекрывающиеся отверстия; 8 – неперекрываемое отверстие; 9 – клапан обратного хода; 10 – предохранительный клапан; x – положение штока в момент времени t ; x_{\max} – максимальное перемещение штока; x_1, x_2, \dots, x_n – расстояние до перекрываемых отверстий; x_n – расстояние до неперекрываемого отверстия; z – положение поршня обратного хода в момент времени t

где $P_r(\dot{x}, x)$ – диссипативная составляющая силы $P_{\text{гп}}$, зависящая как от скорости штока ГБ \dot{x} , так и от его перемещения x ; $P_i(\ddot{x})$ – инерционная составляющая $P_{\text{гп}}$; $P_y(x)$ – позиционная упругая составляющая $P_{\text{гп}}$; $P_{\text{тр}}$ – постоянная диссипативная составляющая $P_{\text{гп}}$.

Приведенные в работе [3] исследования показали, что сила трения при наличии слоя смазки незначительна. Так при моделировании непосредственного контакта направляющих со стенками цилиндра данная сила не превышает 300 Н. Сила трения $P_{\text{тр}}$ для пары поршень-цилиндр и шток-корпус гидробуфера, конструкция которого близка к рассматриваемой составляет не более 120 Н.

Позиционная упругая составляющая зависит от деформации возвратных пружин.

Для определения диссипативной составляющей силы сопротивления ГБ рассмотрим динамику гидравлической цепи, считая ее системой с сосредоточенными параметрами (рис.2). Давление рабочей жидкости в полости прямого хода p_1 создается за счет действия силы со стороны балансира P_6 . Дросселирование жидкости осуществляется через отверстия, количество которых зависит от перемещения штока. Перемещение поршня обратного хода z вызывает сжатие пружины и на поршень действует сила ее сжатия $P_{\text{пр}}(z)$. Податливость гидравлической цепи сосредоточена в полости прямого хода и определяется коэффициентом $\psi_1(p_1)$.

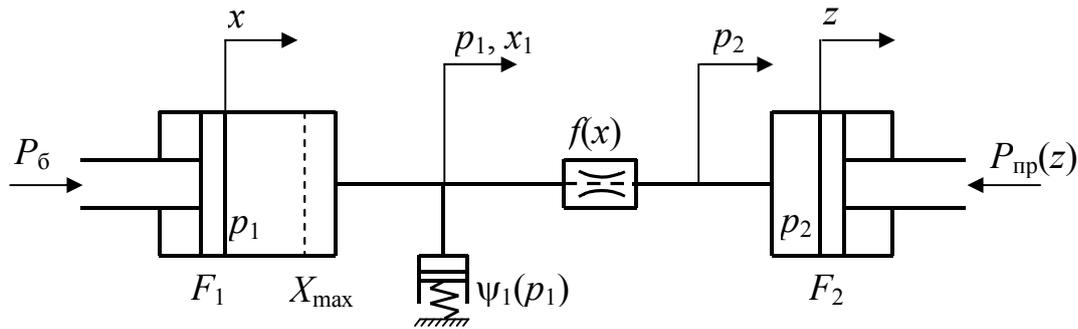


Рис.2. Динамическая схема гидравлической цепи ГБ

Рабочая жидкость ГБ представляет собой двухфазную гидровоздушную смесь, причем воздух в этой смеси может находиться в растворенном и нерастворенном состоянии. Растворенный воздух практически не влияет на свойства рабочих жидкостей. Нерастворенный воздух содержится в жидкости в виде пузырьков и, вследствие значительно большей сжимаемости воздуха по сравнению со сжимаемостью жидкости, модуль объемной упругости двухфазной смеси уменьшается, причем это уменьшение является существенным при малых давлениях.

Для определения усилия на штоке ГБ на прямом ходе необходимо знать давление рабочей жидкости в полости прямого хода в любой момент времени.

Уравнение баланса расхода жидкости при установившемся режиме, который характеризуется постоянством температуры $T = \text{const}$ будет иметь вид:

$$\rho_{см} \frac{dV_{см}}{dt} - V_{см} \frac{d\rho_{см}}{dt} = \rho_{см} (Q_{вх} - Q_{вых}), \quad (2)$$

где $\rho_{см}$ и $V_{см}$ – плотность и объем смеси в соответствующие моменты времени; $Q_{вх}, Q_{вых}$ – соответственно объемный расход на входе и выходе емкости.

Правая часть выражения (1) представляет собой суммарный расход жидкости в полости прямого хода: $Q_{вх} - Q_{вых} = Q_{\Sigma}$.

При рассмотрении прямого хода, рабочая жидкость только вытекает через дросселирующие отверстия и нет притока жидкости из других полостей, а значит можно принять $Q_{вх} = 0$.

При определении расхода жидкости, истекающего из полости через дросселирующие отверстия, необходимо учитывать утечки через зазоры между штоком и корпусом, а также сжатие жидкости. Следовательно, расход жидкости, истекающий из полости прямого хода может быть записан в виде:

$$Q_{вых} = Q_{д\Sigma} + Q_y + Q_{сж}, \quad (3)$$

где $Q_{д\Sigma}$ – суммарный расход рабочей смеси через дросселирующие отверстия; Q_y – утечки жидкости через зазоры в сопряженных деталях конструкции ГБ; $Q_{сж}$ – расход, учитывающий сжатие рабочей жидкости.

Истечение рабочей жидкости из одной полости ГБ в другую происходит через несколько параллельных дроссельных отверстий в общем случае различного диаметра. Количество одновременно открытых отверстий зависит от хода штока x . Теоретическая скорость истечения для каждого из них одинакова, поскольку одинакова

разность давлений, а суммарный расход рабочей жидкости через все отверстия определяется как сумма расходов через каждое из них.

Расход жидкости через дросселирующие отверстия определяется по известной формуле Торричелли для истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке:

$$Q_{di} = \mu_i f_i \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_{см}}}, \quad (4)$$

где μ_i – коэффициент расхода i -го отверстия; f_i – площадь сечения проходных отверстий в направлении потока рабочей смеси; Δp – разность давлений между полостями прямого и обратного хода $\Delta p = p_1 - p_2$.

Расход жидкости через дросселирующие отверстия в зависимости от хода штока определяются следующим образом:

$$Q_{д\Sigma} = \begin{cases} Q_{д1} + Q_{д2} + \dots + Q_{дn} + \sum Q_{дн}, \text{ при } 0 \leq x < x_1, \\ Q_{д2} + \dots + Q_{дn} + \sum Q_{дн}, \text{ при } x_1 \leq x < x_2, \\ \dots \\ \sum Q_{дн}, \text{ при } x_n \leq x < x_{\max}, \end{cases} \quad (5)$$

где Q_{di} – расход жидкости через перекрываемые дросселирующие отверстия, $\sum Q_{дн}$ – суммарный расход через неперекрываемые отверстия, слагаемые которого определяются также как и Q_{di} , x_n – расстояние до последнего перекрываемого отверстия, x_{\max} – максимальное значение перемещения штока ГБ.

Конструкция ГБ предусматривает наличие неподвижных уплотнений для предотвращения утечек в окружающую среду. Если принять, что через уплотнения между штоком и корпусом утечек нет, то при $x < x_1$ (когда шток не прошел еще первое отверстие) утечка рабочей жидкости равна нулю. Утечка жидкости в полость обратного хода может осуществляться только через уже перекрытые штоком дросселирующие отверстия, а не через всю концентрическую щель. Это приводит к существенному снижению утечек, которые, как показали расчеты, составляют менее 1% суммарного расхода и в дальнейшем не учитываются.

ГБ работает при высоких давлениях, следовательно необходимо учитывать уменьшение объема жидкости вследствие ее сжимаемости. Это приводит к наличию свободного хода штока (т.е. незначительное сопротивление в момент касания балансира и штока).

Количественно сжимаемость учитывается снижением на величину $Q_{сж}$ расхода жидкости из напорной полости (в данном случае из полости прямого хода), определяемого кинематическими параметрами движения поршня:

$$Q_{сж} = V_{см} \psi(p_1) \frac{dp_1}{dt}, \quad (6)$$

где $V_{см}$ – объем жидкости в полости; $\psi(p_1)$ – коэффициент податливости гидровоздушной смеси.

Таким образом, результирующее дифференциальное уравнение принимает вид:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_{cm} \frac{a}{\left(b + a \frac{1}{p_1}\right) p_1^2} + V_{cm} \psi(p_1)} \left[\frac{dV_{cm}}{dt} - Q_{д\Sigma} \right], \quad (7)$$

где a и b – коэффициенты, характеризующие плотность гидровоздушной смеси.

Деформация пружины зависит от количества жидкости, втекающей из полости прямого хода через дросселирующие отверстия. Принимая во внимание неразрывность потока жидкости можно записать:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{Q_{д\Sigma}}{F_2} \quad (8)$$

Совместное интегрирование уравнений (7) и (8) с учетом (5) позволяет найти искомое значение давления в полости прямого хода в данный момент времени.

При расчёте силы сопротивления $P_{гп}$ ГБ масса жидкости, учитывается как приведенная совместно с другими движущимися массами. Таким образом, инерционная составляющая $P_{и}(\ddot{x})$ силы сопротивления $P_{гп}$ может быть определена по формуле:

$$P_{и}(\ddot{x}) = (m_{мех} + m_{жс0}) \frac{d^2x}{dt^2} \quad (9)$$

где $m_{мех}$ - масса подвижных частей ГП; $m_{жс0}$ – приведенная к сечению штока масса жидкости.

Для обратного хода ГБ одним из основных показателей, характеризующих его работу, является время возврата штока в исходное состояние под действием пружины. Этот параметр играет существенную роль, так как шток должен успеть вернуться в исходное положение до следующей неровности, а значит, от него зависит значение максимального хода ГБ при следующем касании его балансиром:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\mu f_{обр}}{F_1} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho_{cm}}}, \quad (10)$$

где $f_{обр}$ – площадь сечения клапана обратного хода; p_1, p_2 – давление жидкости в полостях прямого и обратного хода, которое зависит от сил трения на поршне $P_{тр.п}$ и штоке $P_{тр.шт}$, деформации пружины z и ее предварительного сжатия $P_{пр0}$, F_1 – площадь поршня.

ГБ работает при высоких скоростях, в условиях больших динамических нагрузок. Это определяет неустановившийся режим движения подвижных механических частей и рабочей жидкости.

Решение уравнений (7), (8), (9), (10) позволяет получить характеристики работы ГБ как на прямом ходе, так и на обратном.

По результатам расчета для прямого хода строятся рабочая диаграмма (рис. 3), а также скоростная характеристика, которую необходимо строить по трем осям: усилие на штоке, скорость штока и его ход (рис.4). Расстояние до перекрывааемых отверстий обозначены X_1, X_2 . Максимальное значение усилия на скоростной характеристике ограничено величиной $P_{огр}$, равной значению срабатывания ограничительного клапана.

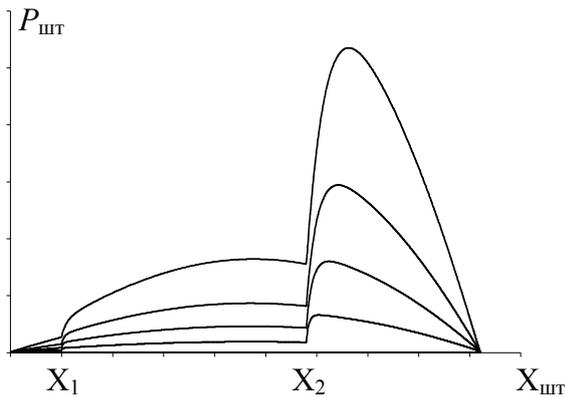


Рис. 3. Расчетная рабочая диаграмма амортизатора

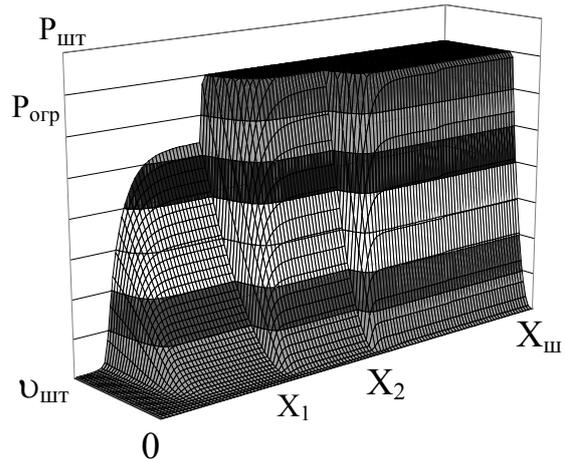


Рис. 4. Скоростная характеристика гидравлического поддрессорника

Выводы. Предложенная математическая модель гидравлического буфера со ступенчатой характеристикой позволяет проводить расчетно-теоретические исследования протекающих в нем рабочих процессов с учетом основных свойств рабочих жидкостей. Получена зависимость усилия на штоке ГБ в зависимости от скорости перемещения и хода штока. Это дает возможность определять рациональные по заданным критериям параметры ГБ – рабочий ход, диаметры и шаг дросселирующих отверстий.

Литература: 1. Западногерманский танк «Леопард-2». // Зарубежная военная техника. Обзоры. Бронетанковая техника и вооружение. – 1983. – Вып.14(14). – С.14-36. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231с. 3. Гладков Г.И., Петренко А.М. Аналитическое выражение диссипативных сил в пневморессорах // Колебания и устойчивость движения автомобиля и автопоезда, динамическая нагруженность их агрегатов: Сб. научн. трудов. – М.: МАДИ, 1986. –С.11-17.

Bibliography (transliterated): 1. Zapadnogermanskij tank «Leopard-2». // Zarubezhnaja voennaja tehnika. Obzory. Bronetankovaja tehnika i vooruzhenie. – 1983. – Vyp.14(14). – S.14-36. 2. Metljuk N.F., Avtushko V.P. Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskih privodov avtomobilej. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 231s. 3.Gladkov G.I., Petrenko A.M. Analiticheskoe vyrazhenie dissipativnyh sil v pnevmoressorah // Kolebanija i ustojchivost' dvizhenija avtomobilja i avtopoezda, dinamicheskaja nagruzhennost' ih agregatov: Sb. nauchn. trudov. –M.: MADI, 1986. – S.11-17.

Воронцов С.М., Поторока А.В., Решетіло Є.І, Дреус С.Ю., Павлов О.Є.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО БУФЕРА СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Розглянута побудова математичної моделі роботи гідробуфера, що дозволяє розраховувати оптимальні параметри роботи пристрою, а також дає можливість інтеграції її в математичну модель руху військового транспортного засобу по нерівностях.

Vorontsov S.N., Potoroka A.V., Reshetilo E.I., Dreus S.U., Pavlov A.E.

MODELLING OF WORK OF THE HYDRAULIC BUFFER SUSPENDER SYSTEM THE MILITARY VEHICLE

The construction of mathematical model of hydraulic buffer works is considered, that allows to expect optimal parameters of device work, and also gives an opportunity to integration of her in the mathematical model of military transport machine motion on roughnesses.