

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ СВЯЗАННОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ НА ПЛАВНОСТЬ ХОДА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

д.т.н. Сарач Е.Б., Ципилев А.А., Курасова М.С.
МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, Россия
profound2005@gmail.com

Данная статья посвящена решению актуальной задачи – разработке имитационной математической модели для исследования плавности хода гусеничной машины со связанной системой поддрессоривания. Публикация представляет собой анализ достоинств и недостатков существующих математических моделей, позволяющих оценить целесообразность тех или иных конструктивных решений на этапе проектирования. С целью учета связей в системе поддрессоривания и оценки возможности использования полученной математической модели для исследования плавности хода транспортных машин со связанной системой поддрессоривания, авторами статьи доработана математическая модель прямолинейного движения, созданная коллективом МГТУ им. Н.Э. Баумана. Моделирование проводилось в программном комплексе MATLAB Simulink. Результаты работы имитационной математической модели связанной системы поддрессоривания демонстрируются на примере решения прикладной задачи: сравнение плавности хода гусеничной машины со связанной и независимой системой поддрессоривания. Показано, что наличие связей в системе поддрессоривания, введенных для снижения нагрузок на элементы ходовой части, не оказывает влияния на плавность хода исследуемой гусеничной машины. Высота периодических неровностей, которые машина может преодолевать без «пробоев» подвески во всем скоростном диапазоне для обоих вариантов систем поддрессоривания составляет 0,23 м. Это соответствует уровню современных быстроходных гусеничных машин. Таким образом, доработанная имитационная математическая модель позволяет исследовать плавность хода транспортных машин со связанной системой поддрессоривания.

Ключевые слова: имитационная математическая модель, связанная система поддрессоривания, плавность хода, гусеничная машина, пневмогидравлическая рессора.

Введение

Известно, что по конструктивному признаку подвески транспортных машин можно разделить на независимые (индивидуальные) и связанные (зависимые) подвески [1]. Под независимыми подвесками понимают такие системы, у которых силы, действующие от катков на поддрессоренный корпус, не имеют между собой явной связи. В связанных системах поддрессоривания силы, действующие от катков на поддрессоренный корпус, имеют между собой явную связь.

На рис. 1 представлены связанные подвески танков предвоенного периода с механическими связями. Такие подвески были достаточно громоздкими и имели небольшие хода, поэтому с появлением надежной независимой торсионной подвески связанные системы поддрессоривания в отечественном танкостроении использоваться перестали.

С развитием пневмогидравлических систем поддрессоривания и возможностью осуществить гидравлическую связь между подвесками, конструкторы снова стали обращать внимание на связанные системы поддрессоривания. Среди современных гусеничных машин со связанными пневмогидравлическими подвесками можно выделить шведский танк “Stridsvagn 103 (Strv.103)”. В его подвеске, чтобы уменьшить продольно-угловые колебания при очень короткой базе машины, вторые и третьи катки имеют независимую подвеску, а крайние опорные катки связаны по диагонали системой компенсации. Также связь между крайними катками по одному борту дает возможность изменять положение корпуса машины в продольной плоскости. Связанные системы поддрессоривания также применяются в подвесках колесных машин.

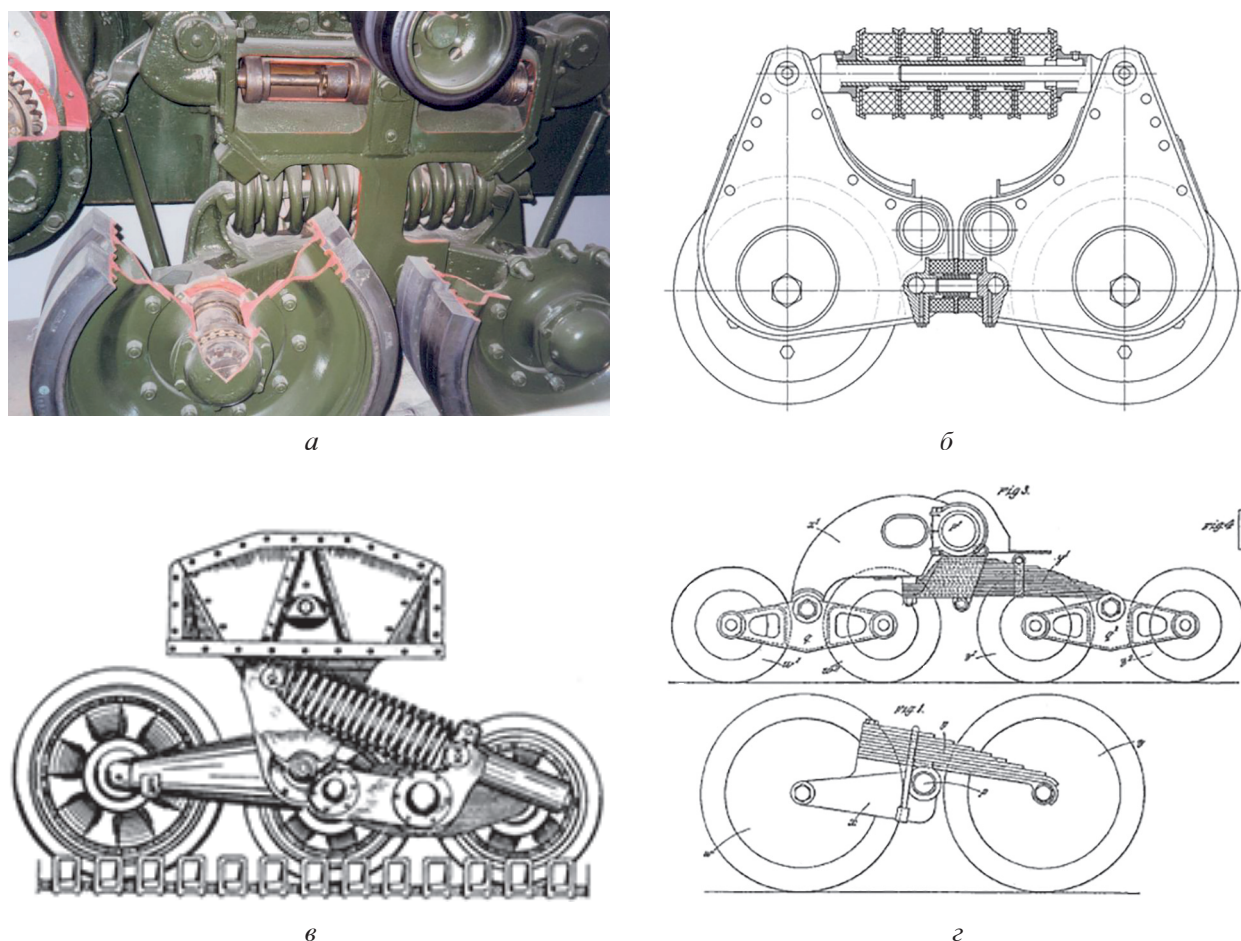


Рис. 1. Связанные системы поддресоривания танков предвоенного периода:
а – «Центурион»; *б* – «Рено» R-35; *в* – «Валентайн»; *г* – «Виккерс»

Очевидно, что повышение подвижности транспортных средств является актуальной задачей. Свойство «подвижность» включает в себя проходимость, быстроходность и автономность [2]. В свою очередь быстроходность зависит от тяговых свойств машины, управляемости – способности обеспечивать заданную водителем траекторию движения – и плавности хода. Совокупностью этих свойств определяется важнейшее потребительское качество транспортного средства – средняя скорость движения.

Применение связанных систем поддресоривания оказывает положительное влияние на проходимость и управляемость транспортных средств. Гидравлические вязи между упругими элементами подвесок большегрузных автомобилей, уравнивают давление колес на опорную поверхность и снижают пиковые нагрузки, что повышает проходимость транспортного средства. Также известны примеры применения перекрестных связей в подвесках внедорожных автомобилей, снижающих крены

машины в повороте и клевки при торможении, что положительно сказывается на управляемостью транспортным средством.

Цель исследования

Данная статья посвящена решению актуальной задачи – разработке имитационной математической модели для исследования плавности хода гусеничной машины со связанной системой поддресоривания.

Используемые методы исследования

Вопросу влияния связанных систем поддресоривания на плавность хода гусеничных машин посвящены труды многих авторов. В исследованиях Академии бронетанковых войск (авторы Г.Ю. Степанов и А.Д. Ладур) и МГТУ им. Н.Э. Баумана (авторы Г.О. Котиев, М.Г. Дядченко) сделан вывод, что гусеничная машина со связанной системой поддресоривания (поршневые полости пневмогидравлических рессор (ПГР) крайних катков одного

борота) показывает улучшение стабилизации корпуса при кинематическом возмущении синусоидального характера и ухудшение в поведении машины при силовом возмущении (увеличение амплитуды «клевков» и «кабрирования» при торможении и разгоне машины соответственно). В работе [1] автор делает вывод, что связанная система поддрессоривания позволяет существенно снизить значения максимальных вертикальных ускорений точек корпуса гусеничной машины особенно при движении со скоростями более 35 км/ч. В исследованиях НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ (г. Бронницы) показано, что использование связанной системы поддрессоривания на гусеничной машине (поршневые полости ПГР крайних катков одного борота) позволяет снизить тепловую нагрузку ПГР. Однако вопрос влияния связанных систем поддрессоривания на плавность хода гусеничных и колесных машин до конца не изучен и подлежит исследованию.

Серьезное теоретическое исследование динамики транспортных машин невозможно без применения вычислительной техники. Имитационное математическое моделирование позволяет проанализировать целесообразность тех или иных конструктивных решений на этапе проектирования и получить необходимую информацию для оценки эксплуатационных качеств разрабатываемой машины.

Известны имитационные математические модели движения гусеничных и колесных машин с независимой подвеской по неровностям местности для решения задач плавности хода и вибронегруженности [3–5]. Они отличаются различной степенью детализации элементов системы поддрессоривания, способам формирования скорости движения машины и представления взаимодействия элементов ходовой части с опорным основанием.

Например, в [3] скорость прямолинейного движения гусеничной машины задается принудительно, как скорость перемещения центра тяжести по координате X . Упругая и демпфирующая характеристики подвески задаются в виде массива точек. Опорные катки машины имеют точечный контакт с дорогой. Эта модель обладает высокой скоростью счета, однако она не пригодна для исследования профильной проходимости гусеничной машины.

В имитационной математической модели, представленной в [4], передвижение гусеничной машины осуществляется за счет моделиро-

вания перематки гусеницы. Катки взаимодействуют с неровностями дороги по окружности. Данная модель адекватно представляет движение машины по крупным неровностям и пригодна для решения задач профильной проходимости. К недостаткам данной модели можно отнести низкую скорость расчетов.

В [5] представлена модель колесной машины, передвижение которой осуществляется путем расчета сил трения между колесом и опорным основанием. В данной модели упругие и демпфирующие элементы подвески задаются в виде пневмогидравлических устройств системы поддрессоривания. Данная модель обладает приемлемой скоростью расчета и может быть принята за основу для создания модели связанной системы поддрессоривания гусеничной или колесной машины при решении задач плавности хода и вибронегруженности.

В данной математической модели используются три различные системы координат (рис. 2), это объясняется структурой и формой уравнений движения объекта.

Первая, несвязанная система координат $O_2X_2Y_2Z_2$, служит для моделирования заданных дорожно-грунтовых условий движения. Начало координат системы, точка O_2 , совпадает с началом моделируемой трассы.

Вторая, полусвязанная система координат $O_1X_1Y_1Z_1$, характеризуется тем, что ее начало точка O_1 всегда совпадает с центром масс гусеничной машины и перемещается вместе с ней в пространстве. Оси O_1X_1 , O_1Y_1 , O_1Z_1 параллельны соответствующим осям несвязанной системы координат.

Третья система координат $OXYZ$, используемая для математического описания движения гусеничной машины, называется связанной потому, что ее центр O всегда совпадает с цен-

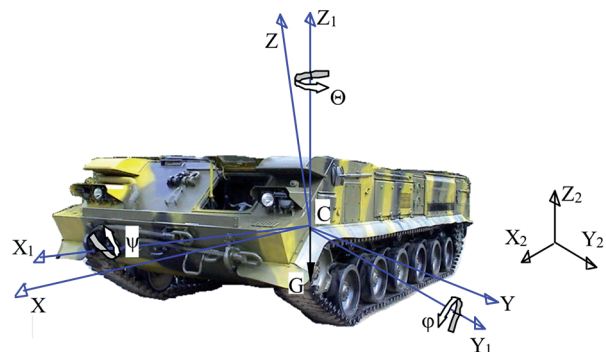


Рис. 2. Положение гусеничной машины в пространстве

тром масс, а оси совпадают с главными осями инерции машины.

Уравнения динамики корпуса гусеничной машины записываются в связанной системе координат. Поэтому в качестве параметров движения выступают проекции линейной (V_x, V_y, V_z) и угловой ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) скоростей на связанные оси.

Уравнения движения корпуса гусеничной машины в пространстве записываются на основе использования теоремы об изменении количества движения тела и момента количества движения в проекциях на оси подвижной системы координат. Общая форма этих уравнений имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned} m\dot{V}_{cx} + m(\omega_y V_{cz} - \omega_z V_{cy}) &= \\ &= G_x + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 (N_{ij}^x + R_{ij}^x + P_{fij}^x), \\ m\dot{V}_{cy} + m(\omega_z V_{cx} - \omega_x V_{cz}) &= \\ &= G_y + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 (N_{ij}^y + R_{ij}^y + P_{fij}^y), \\ m\dot{V}_{cz} + m(\omega_x V_{cy} - \omega_y V_{cx}) &= \\ &= G_z + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 (N_{ij}^z + R_{ij}^z + P_{fij}^z), \\ I_x \dot{\omega}_x + \omega_y \omega_z (I_z - I_y) &= \\ &= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 [M_x(N_{ij}) + M_x(R_{ij}) + M_x(P_{fij})], \\ I_y \dot{\omega}_y + \omega_z \omega_x (I_x - I_z) &= \\ &= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 [M_y(N_{ij}) + M_y(R_{ij}) + M_y(P_{fij})], \\ I_z \dot{\omega}_z + \omega_x \omega_y (I_y - I_x) &= \\ &= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^2 [M_z(N_{ij}) + M_z(R_{ij}) + M_z(P_{fij})], \end{aligned} \right.$$

где $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – проекции вектора угловой скорости корпуса машины на оси подвижной системы координат $OXYZ$; $\dot{\omega}_x, \dot{\omega}_y, \dot{\omega}_z$ – проекции вектора углового ускорения корпуса машины на оси подвижной системы координат $OXYZ$; V_{cx}, V_{cy}, V_{cz} – проекции вектора линейной скорости точки C на оси подвижной системы координат $OXYZ$; $\dot{V}_{cx}, \dot{V}_{cy}, \dot{V}_{cz}$ – проекции вектора ускорения точки C на оси подвижной системы координат $OXYZ$; G_x, G_y, G_z – проекции вектора силы тяжести на оси подвижной системы координат $OXYZ$; $N_{ij}^x, N_{ij}^y, N_{ij}^z$ – проекции вектора нормальной реакции грунта на оси подвижной системы координат $OXYZ$; $R_{ij}^x, R_{ij}^y, R_{ij}^z$ – про-

екции силы взаимодействия между грунтом и опорной поверхностью движителя машины на оси подвижной системы координат $OXYZ$; $P_{fij}^x, P_{fij}^y, P_{fij}^z$ – проекции силы сопротивления прямолинейному движению, приведенных к опорным каткам, на оси подвижной системы координат $OXYZ$; $M_x(N_{ij}), M_y(N_{ij}), M_z(N_{ij})$ – проекции момента от нормальной реакции грунта на оси подвижной системы координат $OXYZ$; $M_x(R_{ij}), M_y(R_{ij}), M_z(R_{ij})$ – проекции момента от силы взаимодействия между грунтом и опорным основанием движителя на оси подвижной системы координат $OXYZ$; $M_x(P_{fij}), M_y(P_{fij}), M_z(P_{fij})$ – проекции момента от силы сопротивления движению на оси подвижной системы координат $OXYZ$; I_x, I_y, I_z – моменты инерции корпуса машины относительно осей подвижной системы координат $OXYZ$.

При представлении в модели независимой системы поддрессоривания сила в упругом элементе подвески определяется только относительным ходом опорного катка f :

$$P_y = P_y(f).$$

Эта зависимость в случае использования в подвеске гусеничной машины ПГР описывается политропным процессом сжатия газа в пневмоцилиндре рессоры:

$$P_y(f) = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_0 - \frac{\pi}{4} D^2 \cdot f \cdot u(f)} \right)^n \cdot \frac{\pi}{4} D^2,$$

где p_0 – заправочное давление газа в рессоре; V_0 – объем газа в пневмоцилиндре без жидкости в нем; D – диаметр поршня рессоры; $u(f)$ – передаточная функция каток-шток ПГР, которая зависит от хода катка f ; n – показатель политропы.

При представлении гидравлических потерь в ПГР в виде суммы эквивалентных местных потерь [6] демпфирующая сила на штоке будет равна:

$$P_{д.шт} = \sum \zeta_i \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_{пн} \cdot v_{шт}^2,$$

где ζ_i – коэффициенты эквивалентных местных потерь; ρ – плотность жидкости; $S_{пн}$ – площадь поршня, $v_{шт}$ – скорость штока.

Переход от демпфирующей силы на штоке и скорости штока ПГР к силе на катке и скорости катка осуществляется с помощью передаточной функции $u(f)$.

При моделировании ПГР также необходимо учитывать сжимаемость жидкости, передающей усилие от газа через поршень к штоку ПГР. Для этого в модели, кроме собственно объема, заполненного жидкостью, учитываются ее деформационные свойства [8]. В динамике рабочий процесс описывается изменением объема жидкости, используя уравнение неразрывности потока с включением деформационного расхода (расхода на сжатия-растяжения). Таким образом, имеем следующее описание объема:

$$\sum_{i=0}^n Q_i = 0, \text{ в том числе } Q_{сж} = \frac{V}{E(p)} \cdot \frac{dp}{dt},$$

где V – величина объема, $E(p)$ – приведенный модуль упругости жидкости, в модели определяется с учетом наличия в ней нерастворенного газа.

Для того, чтобы перейти от независимой системы поддрессоривания к связанной, предлагается следующий способ. Так как связи в пневмогидравлической системе поддрессоривания реализуются с помощью трубопроводов, соединяющих соответствующие полости ПГР (рис. 3), то давления в этих полостях, а следовательно, и силы, действующие на штоки рессор, уравниваются. То есть силы на штоке двух ПГР, объединенных гидравлической связью, становятся равны среднему арифметическому сил, действующих на штоках ПГР до наложения связи:

$$P_{св} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n P_i.$$

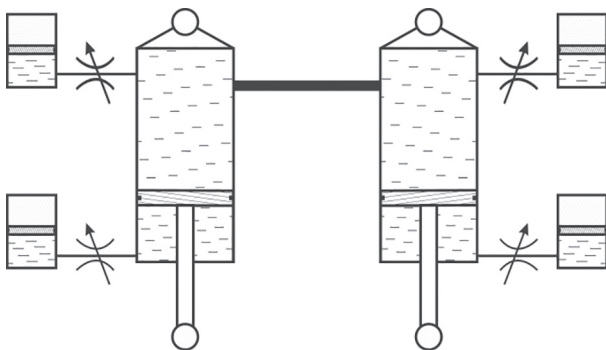


Рис. 3. Пример связанной пневмогидравлической подвески

Указанное выше правило действует только в том случае, если опорный каток, совершая движение относительно корпуса машины, не взаимодействует с ограничителем хода. То есть мо-

делирование «пробоя» подвески для связанной системы поддрессоривания надо проводить отдельно и суммировать итоговые значения сил в отбойниках с силами в связанных элементах подвески.

Основные результаты исследования и их обсуждение

Результаты работы имитационной математической модели связанной системы поддрессоривания можно продемонстрировать на примере решения прикладной задачи: сравнение плавности хода гусеничной машины со связанной и независимой системой поддрессоривания.

Исследовалось гусеничное шасси с 12 опорными катками и пневмогидравлической подвеской под установку дорожно-строительного оборудования. В связи со значительным смещением центра тяжести в сторону носа машины, перегрузкой первых и вторых и недогрузкой пятых и шестых подвесок опорных катков было принято конструктивное решение об объединении гидравлическими связями 1–3 и 4–6 подвесок в пределах одного борта машины с целью получения более равномерных нагрузок в ходовой части.

Параметры исследуемой гусеничной машины представлены в таблице.

Таблица

Характеристики гусеничной машины

Наименование параметра	Значение
Поддрессоренная масса $M_{п}$, кг	27900
Моменты инерции относительно осей, проходящих через центр масс поддрессоренного корпуса:	
I_x , кг·м ²	21381
I_y , кг·м ²	161563
I_z , кг·м ²	155439
Расположение элементов ходовой части относительно центра тяжести машины, м:	
направляющее колесо	2,295
1 опорный каток	1,563
2 опорный каток	0,793
3 опорный каток	0,023
4 опорный каток	- 0,747
5 опорный каток	- 1,517
6 опорной каток	- 2,287
ведущее колесо	- 3,112
Диаметр опорного катка, м	0,63
Диаметр направляющего колеса, м	0,544
Диаметр ведущего колеса, м	0,6

На рис. 4 представлены упругие характеристики подвесок опорных катков: зависимость силы на катке P от хода катка f . На рис. 5 представлены демпфирующие характеристики ПГР: зависимость силы на штоке ПГР R от скорости перемещения штока \dot{x} . Для перехода от силы на штоке $R_{шт}$ и скорости штока \dot{x} к силе на катке $R_{дк}$ и скорости опорного катка f следует воспользоваться зависимостями:

$$R_{дк}(f, \beta) = R_{шт}(\dot{x}) \cdot u(\beta); \dot{f} = \dot{x}/u(\beta),$$

где $u(\beta)$ – передаточная функция (рис. 6); β – угол поворота балансира.

Моделирование проводилось в программном комплексе MATLAB Simulink. Были построены скоростные характеристики по «пробую» подвески для машины со связанной

и независимой системами поддрессирования (рис. 7 и 8 соответственно), а также амплитудно-частотные характеристики по ускорению «тряски» (рис. 9 и 10) по методике, изложенной в [3].

Скоростная характеристика системы поддрессирования показывает зависимость высоты периодических неровностей h , которые машина может преодолевать без ударов балансира подвески в ограничители хода («пробоя» подвески) от скорости движения машины V . Скоростные характеристики строятся для разных длин неровностей a , обычно кратным половине базы машины L (расстоянию между крайними катками). Такие длины неровностей вызывают резонанс по продольно-угловым колебаниям корпуса машины.

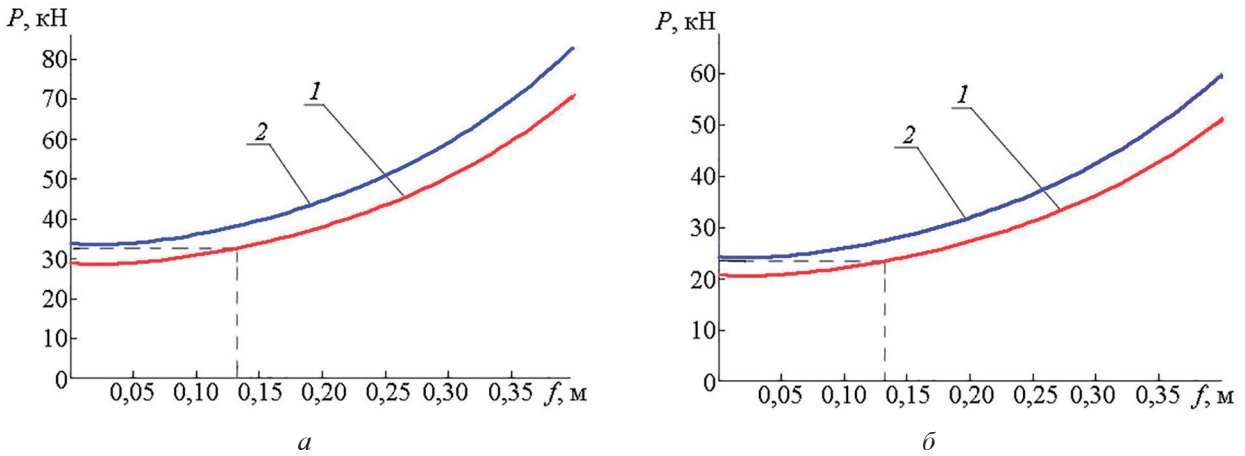


Рис. 4. Характеристики упругого элемента подвески:

a – для 1–3 подвесок; b – для 4–6 подвесок;

1 – при заправочной температуре 20°C; 2 – при рабочей температуре 70°C

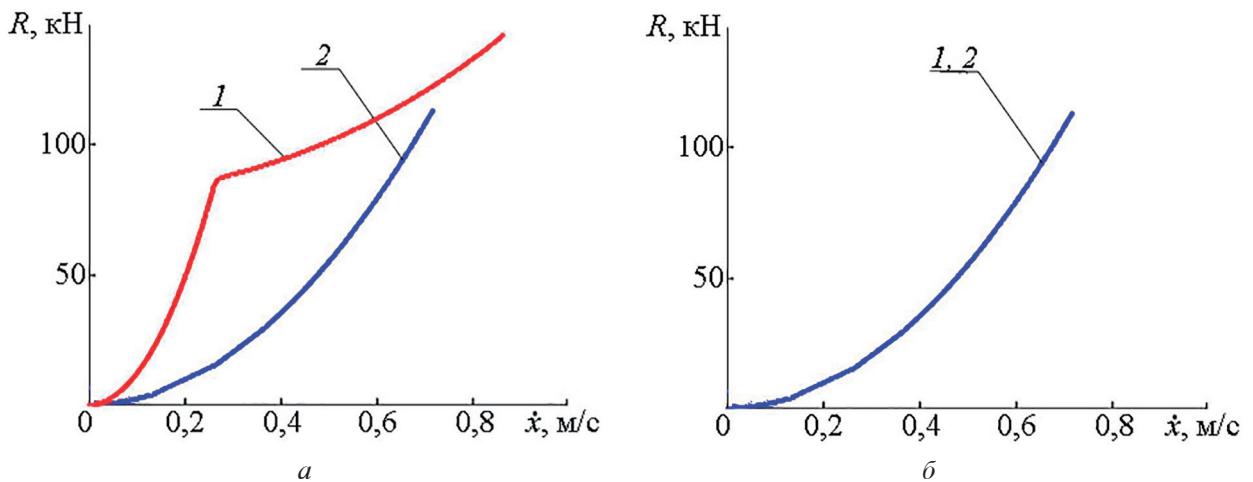


Рис. 5. Демпфирующая характеристика ПГР:

a – для 1, 2, 5 и 6 подвесок; b – для 3 и 4 подвесок; 1 – прямой ход подвески; 2 – обратный ход подвески

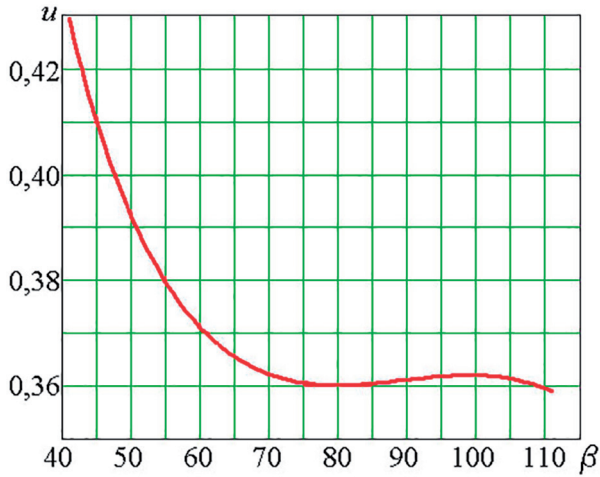


Рис. 6. Передаточная функция каток-шток ПГР

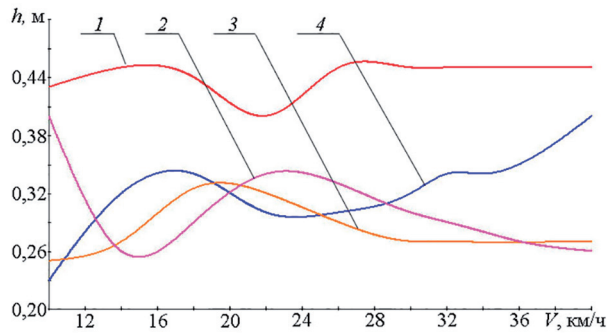


Рис. 7. Скоростная характеристика связанной системы поддрессоривания гусеничной машины для различных длин неровностей:

1 - $a = L$; 2 - $a = 2,5L$; 3 - $a = 2L$; 4 - $a = 1,5L$

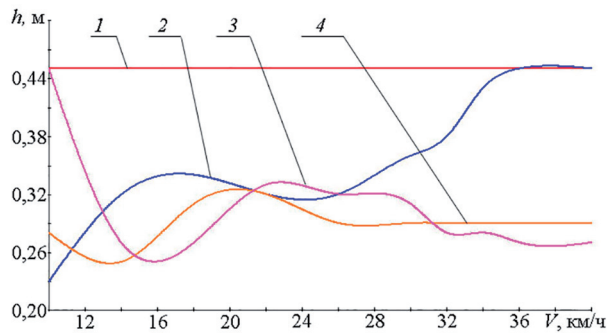


Рис. 8. Скоростная характеристика независимой системы поддрессоривания гусеничной машины для различных длин неровностей:

1 - $a = L$; 2 - $a = 2,5L$; 3 - $a = 2L$; 4 - $a = 1,5L$

Амплитудно-частотная характеристика показывает зависимость амплитудных значений вертикальных ускорений «тряски» на месте механика-водителя гусеничной машины \ddot{z} от

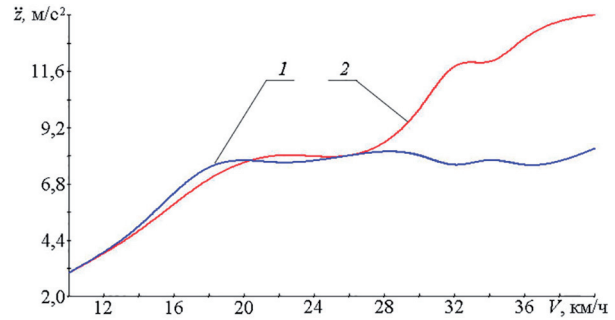


Рис. 9. Амплитудно-частотная характеристика связанной системы поддрессоривания гусеничной машины для различных длин неровностей:

1 - $a = 1,0$ м; 2 - $a = 0,9$ м

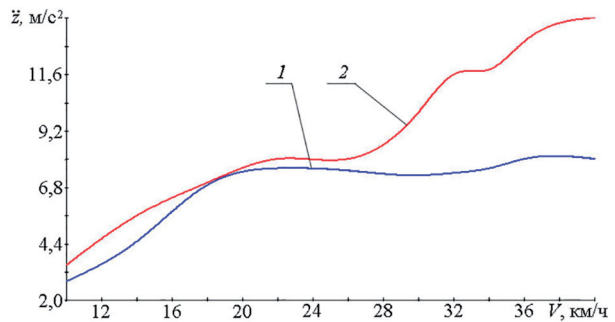


Рис. 10. Амплитудно-частотная характеристика независимой системы поддрессоривания гусеничной машины для различных длин неровностей:

1 - $a = 1,0$ м; 2 - $a = 0,9$ м

скорости движения машины по периодическим неровностям, вызывающим высокочастотные возмущения ($h = 0,05$ м; $a = 0,9...1$ м).

Из анализа полученных в математической модели результатов расчетов видно, что высота периодических неровностей, которые машина может преодолевать без «пробоев» подвески во всем скоростном диапазоне для обоих вариантов систем поддрессоривания составляет 0,23 м. Это соответствует уровню современных быстроходных гусеничных машин. Ускорения «тряски» при движении по неровностям длиной 1 м удовлетворительны для обеих подвесок во всем скоростном диапазоне, а при длине неровностей 0,9 м до скорости 26 км/ч.

Таким образом, можно сделать вывод, что наличие связей в системе поддрессоривания не оказывает влияния на плавность хода исследуемой гусеничной машины.

Выводы

Имитационная математическая модель прямолинейного движения колесных или гусеничных машин, разработанная коллективом

МГТУ имени Н.Э. Баумана и доработанная авторами статьи для учета связей в системе поддрессирования, пригодна для исследования плавности хода транспортных машин со связанной системой поддрессирования.

Литература

1. Головашкин Ф.П. Методика расчета и оценки показателей плавности хода быстроходных гусеничных машин со связанной системой поддрессирования: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М.: МГТУ «МАМИ», 2008. 139 с.
2. Теория и конструкция танка / Под ред. П. П. Исакова. М.: Машиностроение, 1982. Т. 1. Основы системы управления развитием военных гусеничных машин. 212 с.
3. Дядченко М.Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. Основы расчета систем поддрессирования гусеничных машин на ЭВМ. Учебное пособие. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 52 с.
4. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184с.
5. Жилейкин М.М. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Математическое моделирование систем транспортных средств. Учебное пособие. М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 98 с.
6. Котиев Г.О., Смирнов А.А., Шилкин В.П. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем поддрессирования гусеничных машин. Учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 80 с.
7. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Учебное пособие для машиностроительных вузов / Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Л.Г. Подвидз и др.; Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. 4-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1981. 464 с.
8. Даршт Я.А. Исследования характеристик малогабаритных обратно-предохранительных клапанов непрямого действия // Вестник машиностроения. 2004. № 4. С. 13–15.

References

1. Golovashkin F.P. *Metodika rascheta i ocenki pokazatelej pлавности hoda bystrohodnyh gusenichnyh mashin so svyazannoj sistemoy podressirovaniya*. Moscow: MGТУ «МАМИ», 2008. 139 p.

sorivaniya: Dissertaciya na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Method for calculating and evaluating the smooth running performance of high-speed crawler vehicles with coupled suspension system: Dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow: MGТУ «МАМИ», 2008. 139 p.

2. *Teoriya i konstrukciya tanka* [Theory and design of the tank]. Pod red. P.P. Isakova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. Vol. 1. *Osnovy sistemy upravleniya razvitiem voennyh gusenichnyh mashin* [Fundamentals of the control system for the development of military caterpillar vehicles]. 212 p.
3. Dyadchenko M.G., Kotiev G.O., Naumov V.N. *Osnovy rascheta sistem podressirovaniya gusenichnyh mashin na EHVМ: Uchebnoe posobie* [Basics of calculating the suspension systems of caterpillar machines on a computer: Textbook]. Moscow: Izdatel'stvo MGТУ im. N.EH. Baumana Publ., 2002. 52 p.
4. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressirovanie vysokopodvizhnyh dvuhzvennyh gusenichnyh mashin* [Complex cushion of high-rolling two-link crawler vehicles]. Moscow: Izd-vo MGТУ im. N.EH. Baumana Publ., 2010. 184 p.
5. Zhilejkin M.M. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Matematicheskoe modelirovanie sistem transportnyh sredstv: uchebnoe posobie* [Mathematical Modeling of Vehicle Systems: A Training Manual]. Moscow: Izd-vo MVTU im. N.EH. Baumana Publ., 2018. 98 p.
6. Kotiev G.O., Smirnov A.A., SHilkin V.P. *Issledovanie rabochih processov v pnevmogidravlicheskikh ustrojstvah sistem podressirovaniya gusenichnyh mashin: Ucheb. posobie* [Research of working processes in pneumo-hydraulic devices of suspension systems of caterpillar machines: A Training Manual]. Moscow: Izd-vo MGТУ im. N.EH. Baumana Publ., 2001. 80 p.
7. Butaev D.A., Kalmykova Z.A., Podvidz L.G. i dr. *Sbornik zadach po mashinostroitel'noj gidravlike: Uchebnoe posobie dlya mashinostroitel'nyh vuzov* [Textbook for mechanical engineering universities]. Pod red. I.I. Kukolevskogo i L.G. Podvidza. 4-e izd., pererab. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 464 p.
8. Darsht YA.A. Investigations of the characteristics of small-size check-safety valves of indirect action. *Vestnik mashinostroeniya*. 2004. No 4, pp. 13–15 (in Russ.).

MATHEMATICAL MODEL FOR ASSESSING THE INFLUENCE OF A COUPLED SUSPENSION SYSTEM ON THE SMOOTH RUNNING OF A TRACKED VEHICLE

Dr.Eng. **E.B. Sarach, A.A. Cipilev, M.S. Kurasova**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
profound2005@gmail.com

This article is devoted to the solution of the actual problem – the development of an imitative mathematical model for the investigation of the smooth running of a caterpillar vehicle with a coupled suspension system. The publication is an analysis of the merits and demerits of existing mathematical models, allowing to evaluate the feasibility of certain constructive solutions at the design stage. In order to take into account the links in the suspension system and to assess the possibility of using the obtained mathematical model to study the smoothness of the progress of vehicles with a coupled suspension system, the authors finalized the mathematical model of rectilinear motion created by staff of Bauman Moscow State Technical University. The simulation was carried out in the MATLAB Simulink software package. The results of the work of the simulation mathematical model of the coupled suspension system are demonstrated on the example of solving an applied problem: comparison of the smoothness of the track of a caterpillar vehicle with a coupled and independent suspension system. It is shown that the presence of bonds in the suspension system introduced to reduce loads on the chassis elements does not affect the smoothness of the track of the caterpillar machine. The height of the periodic irregularities that the vehicle can overcome without “disruption” of the suspension in the entire speed range for both versions of the suspension system is 0.23 m. This corresponds to the level of modern high-speed crawler vehicles. Thus, the modified simulation mathematical model allows to investigate the smoothness of the transport vehicles with the coupled suspension system.

Keywords: imitation mathematical model, coupled suspension system, smooth running, caterpillar vehicle, pneumatic hydraulic spring.