

УДК 629.7.06

*Е.В. Ларкин, А.В. Пушкин***МОДЕЛЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦЕЛЕВОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ПНО**

Произведено исследование движения кабины ПНО как поддресоренной массы. Показано влияние на движение ПНО выстрела из пушки и микропрофиля дороги. Получена математическая модель, позволяющая имитировать движения ПНО в тренажерах.

Введение. Современные тренажеры как устройства, представляющие физические модели реальных объектов, стали важнейшим звеном в системе подготовки операторов. Одним из важных факторов обеспечения динамического подобия тренажеров реальным подвижным наземным объектам (ПНО) является подобие изменения положения имитатора кабины рабочего места тренажера реальным движениям кабины как поддресоренной массы [1]. Таким образом, *целью работы* является создание математической модели движения кабины ПНО при воздействии силы отката при выстреле и микропрофиля дороги. Реальный наземный объект совершает управляемые и неуправляемые движения. Управляемые движения происходят при управлении двигательной установкой (регулируется скорость движения объекта) и ведущими колесами (управление направлением движения). Основными причинами, вызывающими неуправляемые движения транспортной машины, являются стрельба из пушки и неровности дороги. Колебания кузова ПНО вызывают также повороты дороги, неравномерная подача топлива в двигатель, чередование режимов разгона и торможения и т.д.

Моделирование движений кабины ПНО. Для качественной и количественной оценки неуправляемых движений кабины ПНО необходимо знать, во-первых, характеристики самого объекта как механической динамической системы.

Реальные ПНО имеют такую конструкцию, чтобы обеспечивалось устойчивое поступательное продольное движение, и исключались продольные и поперечные линейные колебания. Поперечные линейные колебания машины устраняют за счет сцепления колес с грунтом и соответствующей конструкции подвески. Конструкция машины обеспечивает также устойчивое прямолинейное движение, чтобы не было самопроизвольных поворотов в горизонтальной плоскости, т.е. рысканья кабины относительно движителя. Таким образом, поддресоренный ку-

зов машины при движении совершает только вертикальные линейные, продольно-угловые (тангаж, рыскание) и поперечно-угловые колебания (крен, потаптывание) кабины относительно движителя. Если учитывать еще колебания колес на шинах и влияние на колебания кузова вращающихся масс трансмиссии и двигателя, то число степеней свободы значительно увеличится.

Большинство реальных поддресоренных ПНО являются симметричными относительно продольной оси машины, что позволяет рассматривать движения кабины отдельно в продольной и в поперечной плоскостях, и существенно упрощает исследование. Поддресоренный кузов может рассматриваться как динамическая система с четырьмя и более степенями свободы. При этом с целью упрощения выкладок целесообразно рассматривать движение кабины отдельно в плоскости, проведенной по осевой через оси Ox_1 и Oz_1 системы координат $Ox_1y_1z_1$, и оси Oy_1 и Oz_1 той же системы координат. Движение кабины в первом и втором случаях приведены на рисунке 1, а и 1, б, соответственно.

Первые две степени свободы представляют собой вертикальное перемещение кабины ПНО на рессорах вместе с центром масс относительно движителя и продольно-угловые перемещения на угол γ (тангажа или рыскания) относительно центра масс или его поперечной оси y . При этих перемещениях положение центра масс кабины (рисунок 1) определяется обобщенной координатой z и углом γ . Третья степень свободы – поперечно-угловые перемещения, т.е. повороты кузова относительно продольной оси x . В данном случае положение системы относительно центра масс определяется углом ν (крена или потаптывания).

Для определения положения в пространстве неподдресоренных масс, приведенных к колесам, число которых в общем случае равно числу опор машины, вводится еще $2m$ обобщенных координат, где m - число колес с одного борта. В этом случае ПНО будет представлять собой динами-

ческую систему со многими степенями свободы, число которых равно $2m + 3$.

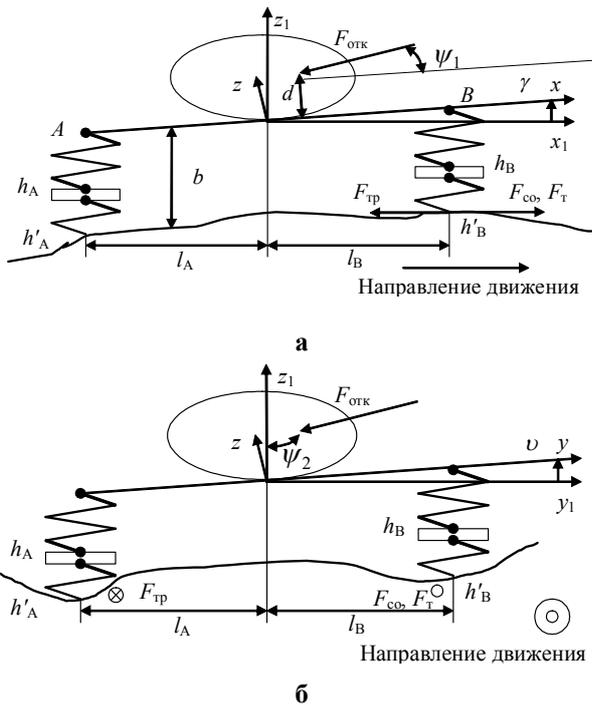


Рисунок 1 – Движение кабины ПНО:
а – в продольном; б – поперечном направлениях

В случае полностью симметричной поддресоренной системы вертикальные, продольно-угловые и поперечно-угловые колебания являются независимыми друг от друга. Тогда при каждом колебательном процессе положение поддресоренной системы в пространстве будет определяться двумя обобщенными координатами. В этом случае система дифференциальных уравнений распадется на три более простые канонические системы. Если же поддресоренная система симметрична только относительно одной главной оси инерции, например относительно продольной оси (в реальных условиях такой случай часто встречается), то колебания системы в продольной плоскости будут независимыми от ее колебаний в поперечной плоскости. Тогда колебания машины с упругими шинами можно рассматривать отдельно в продольной плоскости как динамическую систему с тремя степенями свободы и отдельно в поперечной плоскости как динамическую систему с двумя степенями свободы.

Многоопорная машина, имеющая несимметричную подвеску с амортизаторами, может быть рассмотрена с учетом следующих допущений:

– все рессоры и амортизаторы имеют линейные характеристики, т.е. модули жесткостей рессор, приведенные к осям колес, постоянны и соответственно равны c_1, c_2, \dots, c_{2m} ;

– приведенные коэффициенты сопротивления амортизаторов также постоянны и равны $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_{2m}$;

– упругие характеристики шин линейные и их жесткости соответственно равны $c_{u1}, c_{u2}, \dots, c_{u2m}$;

– потери на внутреннее трение в шинах малы;

– все диссипативные силы подвески учитываются в коэффициентах сопротивления амортизаторов;

– колеса не отрываются от грунта во время движения ПНО;

– коэффициент сопротивления движению постоянный;

– относительно продольной оси машины подвеска считается симметричной, т.е. оси колес левой стороны совпадают с осями соответствующих колес правой стороны и жесткость рессор, шин и сопротивление амортизаторов левых и правых колес одинаковы.

Пусть до наезда на неровность кузов занимает в пространстве положение AB (см. рисунок 1, а). При наезде на неровность точки колес, соприкасающиеся с дорогой, переместятся соответственно на h'_1, h'_2, \dots, h'_m , оси колес - на h_1, h_2, \dots, h_m , центр масс машины - на z , точки крепления рессор к кузову (раме) — на e_1, e_2, \dots, e_m . Если бы колеса были недеформируемыми и их связь с кузовом (рамой) была жесткой, то каждая i -я точка связи колеса с кузовом (рамой) переместилась бы на ту же величину, что и точка колеса, соприкасающаяся с дорогой.

Вследствие упругой связи колес с кузовом и упругости шин, точки крепления рессор переместятся на величину $e_i \neq h'_i$. Величина деформации шин равна разности перемещений $(h'_i - h_i)$ оси колеса и точки колеса, соприкасающейся с дорогой. Деформация рессор равна разности перемещений $(h_i - e)$ оси колеса и точки крепления рессоры к кузову (раме). Приведенные к осям колес перемещения поршней амортизаторов относительно цилиндров также будут равны разности $(h_i - e)$.

При исследовании движения в продольной плоскости профиль дороги под колесами правого и левого бортов ПНО считается одинаковым, т.е. $h'_i = h'_{i+m}$.

Тогда, согласно принятым допущениям, формируется следующая система неоднородных линейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 M_p \ddot{z} + \dot{z} \sum_{i=1}^{2m} \eta_i + z \sum_{i=1}^{2m} c_i &= \sum_{i=1}^{2m} \left[\eta_i (\dot{h}_i - \dot{\gamma} l_i) + \right. \\
 &\left. + c_i (-h_i - \gamma l_i) \right] - \\
 - F_{омк} \sin \psi_1; \\
 J_y \ddot{\gamma} + \dot{\gamma} \sum_{i=1}^{2m} \eta_i l_i + \gamma \sum_{i=1}^{2m} c_i l_i^2 &= \sum_{i=1}^{2m} \left[\eta_i (\dot{h}_i - \dot{z}) + \right. \\
 &\left. + c_i (-h_i - z) \right] \times \\
 \times l_i + [F_m + F_{co} - F_{mp} \text{sign}(v_x)] b + \\
 + F_{омк} \cos \psi_1 \cos \psi_2 d; \\
 \sum_{i=1}^{2m} (m_i \ddot{h}_i + \eta_i \dot{h}_i + c_i h_i) &= \sum_{i=1}^{2m} \left[\eta_i (\dot{z} + \dot{\gamma} l_i) + \right. \\
 &\left. + c_i (z + \gamma l_i) \right] + \\
 + \sum_{i=1}^{2m} c_{ui} h_i' - F_{омк} \sin \psi_1,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где M_p - подрессоренная масса машины; z - координата, отсчитываемая от положения статического равновесия подрессоренной массы M_p ; $F_{омк}$ - сила давления пороховых газов на дно канала ствола пушки при выстреле (сила отката); ψ_1 - угол цели; ψ_2 - угол места; F_m - сила тяги; F_{co} - сила сопротивления откату; F_{mp} - сила трения; v_x - продольная скорость ПНО при движении по дороге; J_y - момент инерции кабины при вращении ее относительно оси y ; γ - угол тангажа; m_i - приведенная масса i -го колеса; h_i - координата оси i -го колеса; l_i - расстояние от центра масс до точки подвески i -го колеса, отсчитанное по координате x ; колеса с номерами $1 \leq i \leq m$ считаются расположенными с правого борта, а колеса с номерами $m + 1 \leq i \leq 2m$ - с левого борта транспортного средства; b - плечо действия сил F_m, F_{co}, F_{mp} ; d - плечо действия силы $F_{омк}$.

Система уравнений (1) показывает, что все движения в ПНО связаны. Если возбудить вертикальные колебания подрессоренной массы, то обязательно возникнут продольно-угловые колебания (галопирование) и колебания неподдресоренных масс, т. е. все обобщенные координаты будут совершать колебания одновременно. Третье уравнение системы (1) наглядно показывает, что кинематическое воздействие микропрофиля дороги h_i' не только возбуждает колебания неподдресоренных масс динамической системы, но и вызывает вертикальные и продольно-угловые перемещения подрессоренной массы. При этом возникают скорости вертикальных и продольно-угловых колебаний.

Если колеса ПНО будут абсолютно жесткими, как это имеет место в гусеничных транспортных средствах, то перемещения неподдресоренных масс станут равны перемещениям обода колеса $h_i' = h_i$. В этом случае могут иметь место только колебания подрессоренной массы, колебательная система в продольной плоскости становится системой с двумя степенями свобо-

ды. Третье уравнение системы (1) утрачивает смысл, и она принимает вид:

$$\begin{aligned}
 M_p \ddot{z} + \dot{z} \sum_{i=1}^{2m} \eta_i + z \sum_{i=1}^{2m} c_i &= \sum_{i=1}^{2m} \left[\eta_i (\dot{h}_i' - \dot{\gamma} l_i) + \right. \\
 &\left. + c_i (-h_i' - \gamma l_i) \right] - \\
 - F_{омк} \sin \psi_1; \\
 J_y \ddot{\gamma} + \dot{\gamma} \sum_{i=1}^{2m} \eta_i l_i + \gamma \sum_{i=1}^{2m} c_i l_i^2 &= \sum_{i=1}^{2m} \left[\eta_i (\dot{h}_i' - \dot{z}) + \right. \\
 &\left. + c_i (-h_i' - z) \right] \times \\
 \times l_i + [F_m + F_{co} - F_{mp} \text{sign}(v_x)] b + \\
 + F_{омк} \cos \psi_1 \cos \psi_2 d.
 \end{aligned} \tag{2}$$

Система (2) описывает вертикальные и продольно-угловые колебания подрессоренной части машины, имеющей абсолютно жесткие колеса, например стальные катки у гусеничных тягачей. В уравнениях (1), (2) знак у произведений, содержащих l_i , определяется знаком величины l_i . За положительные величины принимают те расстояния от центра масс до осей колес, которые при положительном значении угла $\gamma > 0$ увеличивают перемещение ρ материальной частицы системы от положения устойчивого равновесия, а за отрицательные - те расстояния, которые при $\gamma > 0$ уменьшают перемещение ρ . Таким образом, у колес, оси которых расположены впереди центра тяжести машины, величины l_i положительны, а у колес, оси которых расположены сзади центра тяжести, l_i отрицательны.

Если подрессоренная система симметрична относительно продольной и поперечной осей, то

$$\sum_{i=1}^{2m} \eta_i l_i = \sum_{i=1}^{2m} c_i l_i = 0.$$

В этом случае уравнения движений ПНО с упругими шинами примут вид:

$$\begin{aligned}
 M_p \ddot{z} + \dot{z} \sum_{i=1}^{2m} \eta_i + z \sum_{i=1}^{2m} c_i &= \sum_{i=1}^{2m} (\eta_i \dot{h}_i - c_i h_i) - \\
 - F_{омк} \sin \psi_1; \\
 J_y \ddot{\gamma} + \dot{\gamma} \sum_{i=1}^{2m} \eta_i l_i + \gamma \sum_{i=1}^{2m} c_i l_i^2 &= \sum_{i=1}^{2m} (\eta_i \dot{h}_i - c_i h_i) l_i + \\
 + [F_m + F_{co} - F_{mp} \text{sign}(v_x)] b + \\
 + F_{омк} \cos \psi_1 \cos \psi_2 d; \\
 \sum_{i=1}^{2m} (m_i \ddot{h}_i + \eta_i \dot{h}_i + c_i h_i) &= \sum_{i=1}^{2m} (\eta_i \dot{z} + c_i z) + \\
 + \sum_{i=1}^{2m} c_{ui} h_i' - F_{омк} \sin \psi_1.
 \end{aligned} \tag{3}$$

ПНО с жесткими колесами описывается следующей системой:

$$\begin{aligned}
 M_p \ddot{z} + \dot{z} \sum_{i=1}^{2m} \eta_i + z \sum_{i=1}^{2m} c_i &= \sum_{i=1}^{2m} (\eta_i \dot{h}'_i - c_i h'_i) - \\
 - F_{омк} \sin \psi_1; \\
 J_y \ddot{\gamma} + \dot{\gamma} \sum_{i=1}^{2m} \eta_i l_i + \gamma \sum_{i=1}^{2m} c_i l_i^2 &= \sum_{i=1}^{2m} \left(\eta_i \dot{h}'_i - \right. \\
 \left. - c_i h'_i \right) l_i + \\
 + [F_m + F_{co} - F_{mp} \text{sign}(v_x)] b + \\
 + F_{омк} \cos \psi_1 \cos \psi_2 d.
 \end{aligned} \quad (4)$$

Анализ систем (3) и (4) показывает, что при наличии жестких колес продольно-угловые колебания симметричной подрессоренной системы совершенно не связаны с вертикальными. В то же время при наличии упругих колес связь вертикальных и продольно-угловых колебаний у симметричной подрессоренной системы, хотя значительно ослабевает, но все же имеется. Эта связь осуществляется, как видно из системы (3), через колебания неподрессоренных масс.

Поперечно-угловые колебания машины с упругими шинами возникают тогда, когда микропрофиль дороги под правыми и левыми колесами неодинаков, т. е. когда $h'_{прав.j} \neq h'_{лев.j}$ и имеется перепад уровней (высот) $\Delta h'_j$. Иначе говоря, неодинаковые воздействия со стороны дороги на правые и левые колеса вызовут неодинаковые перемещения и скорости неподрессоренных масс правого и левого борта $h'_{прав.i}$ и $h'_{лев.i}$. В этом случае уравнения движения целесообразнее представлять в виде двух слагаемых, одно из которых выражает энергетические факторы механической системы, действующие в механических элементах правого борта, а второе - факторы, действующие в механических элементах левого борта, т.е.

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^m [m_i \ddot{h}_i + \eta_i \dot{h}_i + (c_i + c_{\theta i}) h_i] &= \\
 = \sum_{i=1}^m \left[\eta_i (\dot{z} + \dot{\gamma} l_i) + \right. \\
 \left. + c_i (z + \gamma l_i) \right] + \sum_{i=1}^m c_{\theta i} h'_i - \\
 - F_{i \dot{\theta} \dot{\epsilon}} \sin \psi_1; \\
 \sum_{i=m+1}^{2m} [m_i \ddot{h}_i + \eta_i \dot{h}_i + (c_i + c_{\theta i}) h_i] &=
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 = \sum_{i=m+1}^{2m} \left[\eta_i (\dot{z} + \dot{\gamma} l_i) + \right. \\
 \left. + c_i (z + \gamma l_i) \right] + \sum_{i=m+1}^{2m} c_{\theta i} h'_i - \\
 - F_{i \dot{\theta} \dot{\epsilon}} \sin \psi_1; \\
 J_x \ddot{v} + \dot{v} \frac{a}{2} \sum_{i=1}^m \eta_i + v \frac{a}{2} \sum_{i=1}^m c_i &= \\
 = \sum_{i=1}^m \left[\eta_i (\dot{h}_i - \dot{h}_{i+m}) + \right. \\
 \left. + c_i (h_i - h_{i+m}) \right] + F_{i \dot{\theta} \dot{\epsilon}} \cos \psi_1 \sin \psi_2 d,
 \end{aligned} \quad (5)$$

где J_x - момент инерции кабины при вращении ее относительно оси x ; a - расстояние между колесами, отсчитанное по координате y .

В третье уравнение системы (5) кроме обобщенной координаты v и ее производных вошли также обобщенные координаты неподрессоренных масс в виде разности $(h_i - h_{i+m})$. Это свидетельствует о том, что поперечно-угловые колебания кабины связаны с вертикальными колебаниями неподрессоренных масс правого и левого борта. Кроме того, если колебания неподрессоренных масс правого и левого борта будут синхронными и одинаковыми, то поперечно-угловые колебания возбуждаться не будут.

Чтобы исключить из (5) разность $(h_i - h_{i+m})$, из первого уравнения (5) следует вычесть второе, в результате чего получится:

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^m \left[m_i (\ddot{h}_i - \ddot{h}_{i+m}) + \eta_i (\dot{h}_i - \dot{h}_{i+m}) + \right. \\
 \left. + (c_{ui} + c_i)(h_i - h_{i+m}) \right] = \\
 = \sum_{i=1}^m c_{ui} (h'_i - h'_{i+m}),
 \end{aligned}$$

где $(h'_i - h'_{i+m})$ - поперечный микропрофиль дороги.

Заключение. В статье рассмотрен вопрос моделирования движения кабины ПНО как подрессоренной массы. Полученная математическая модель может применяться в широком спектре тренажеров ПНО, т. к. охватывает обе разновидности движителей: с упругими шинами и с жесткими колесами.

Библиографический список

1. Подчуфаров Ю.Б. Физико-математическое моделирование систем управления и комплексов. - М.: Физматгиз, 2002. - 168 с.