

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ОПЫТНЫХ ТАНКОВ СССР ВТОРОЙ ПОЛОВИНЫ 20 ВЕКА

К.Т.Н. Ципилев А.А., д.т.н. Наказной О.А.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия
alexts@bmstu.ru

Современные пневмогидравлические системы подрессоривания быстроходных гусеничных машин имеют достаточно типовые варианты кинематических схем, подразумевающие установку упруго-демпфирующего элемента непосредственно на подрессоренном корпусе (внутри или снаружи). Такое решение конструктивно сравнительно простое, и подразумевается, что оно позволяет снизить величины неподрессоренных масс. Другие варианты, с размещением упругих и демпфирующих элементов внутри направляющих элементов (балансиров), не «прижились» ввиду большей конструктивной сложности как самого упругого или демпфирующего элемента, так и направляющего элемента подвески. Кроме конструктивной сложности реализации, такое решение увеличивает величины неподрессоренных масс и, самое главное, осложняет организацию системы охлаждения. Выступающие элементы ходовой части при движении забиваются грунтом, снегом (грязью), которые действуют как теплоизолятор. Тем не менее, при современных технологических возможностях эти сложности могут быть в известной степени преодолены полностью или частично. Однако, несмотря на указанные выше недостатки, это решение имеет и важные преимущества: подвеска не занимает место в бронированном объеме, а полностью находится внутри гусеничного обвода, что позволяет использовать объем корпуса более эффективно, а, кроме того, обеспечить максимально удачную конструкцию днища для защиты от минного подрыва (в случае с тяжелым танком «Объект 279» это позволило также существенно повысить проходимость). В настоящей статье представлен обзор советских опытных образцов тяжелых и ракетных танков, система подрессоривания которых была реализована в направляющем элементе. В статье представлен также метод определения силовой и кинематической передаточных функций для этих вариантов подвесок, проведен анализ конструктивных реализаций и показано, что характеристики упругих элементов опытных машин удовлетворяют современным требованиям к подвескам быстроходных гусеничных машин.

Ключевые слова: быстроходные гусеничные машины, гусеничные машины, опытный танк, подвеска, система подрессоривания, кинематика, пневмогидравлическая рессора.

Для цитирования: Ципилев А.А., Наказной О.А. Исследование систем подрессоривания опытных танков СССР второй половины 20 века // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 2 (48). С. 81–92. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-81-92.

Введение

Среди требований [1–3], предъявляемых к системам подрессоривания (СП) быстроходных гусеничных машин (БГМ), можно выделить следующее: СП должна иметь наименьшие размеры и массу при обеспечении заданных показателей плавности хода. Это возможно за счет выбора рациональной конструктивно-компоновочной (кинематической) схемы, для которой следует определить ее параметры. Для типовых кинематических схем в [4] были определены силовые и кинематические передаточные отношения, а также представлены полезные соотношения, позволяю-

щие параметризовать кинематическую схему и сравнительно просто подбирать рациональный вид передаточных функций.

Представленные в [4] кинематические схемы и методики определения их параметров охватывают только традиционные варианты кинематики СП, в то время как интерес могут представлять и экспериментальные, предложенные во второй половине 20 века в СССР на опытных образцах военной техники.

В стремлении сократить объем, занимаемый узлами СП внутри подрессоренного корпуса, и одновременно обеспечить защищенность СП при создании ряда машин конструкторы раз-

мещали упругий и демпфирующий элемент в едином корпусе, который являлся также направляющим элементом – балансиром [5]. Это позволяло также сократить время, затрачиваемое на замену узла СП при выходе из строя: размещение упругодемпфирующего элемента внутри балансира реализует определенного рода модульность, что в настоящее время является одним из ключевых требований при создании новой техники.

Так, для опытного образца советского тяжелого танка «Объект 279» (рис. 1) были разработаны два варианта СП с размещением в балансире: с гидравлической (рис. 2, а) (ГР) и пневмогидравлической (рис. 2, б) рессорой (ПГР) [5].



Рис. 1. Тяжелый танк «Объект 279»

Fig. 1. Heavy tank "Object 279"

Представленная на рис. 2, а конструкция ГР отражает принцип ее работы. При прямом ходе опорного катка балансир поворачивается против часовой стрелки. Плунжер, выполняющий роль поршня, вытесняет рабочую жидкость из малого гидроцилиндра в большой, расположенный ниже через калиброванное отверстие (дросселирующее отверстие), которое может частично перекрываться при увеличении хода плунжера. Жидкость, перетекая через отверстие, реализует демпфирующую характеристику. По мере роста хода опорного катка проходное сечение дросселирующего отверстия уменьшается, а демпфирование – увеличивается. Это приводит к росту эквивалентной жесткости подвески и снижает вероятность пробоя СП.

Упругая характеристика реализуется за счет непосредственного сжатия рабочей жидкости. В качестве нее использовались жидкости на силиконовой основе, смешанные с минеральным маслом приблизительно в пропорции 10:1 (минеральное масло нужно для повышения смазывающих свойств и снижения утечек). Для «Объекта 279» была примене-

на полисилоксановая жидкость № 5, которая при давлении 294 МПа (3000 кгс/см²) обеспечивала относительное изменение объема 12,8 % [5].

Так была достигнута удельная потенциальная энергия 550 мм, а динамический ход – 250 мм. Для сравнения: удельная потенциальная энергия легкого плавающего танка ПТ-76 составляет 453 мм (408 мм по данным [5]) при полном ходе 224 мм; удельная потенциальная энергия среднего танка Т-54 (Т-55) – 430 мм при динамическом ходе 224 мм [6] (325 мм при динамическом ходе 162 мм по данным [5]). Кроме того, применение гидравлической подвески позволило сократить массу непрдрессоренных частей: масса гидравлической СП тяжелого танка «Объект 279» была меньше массы торсионной СП тяжелого танка Т-10 на 137 кг при одинаковом числе опорных катков [5], а общая масса ходовой части составила 16,8 % от полной массы машины [5].

На рис. 2, б представлен проект ПГР для тяжелого танка «Объект 279». Ее конструкция близка к конструкции ПГР гусеничного шасси ГМ-352, однако есть некоторое различие. Так,

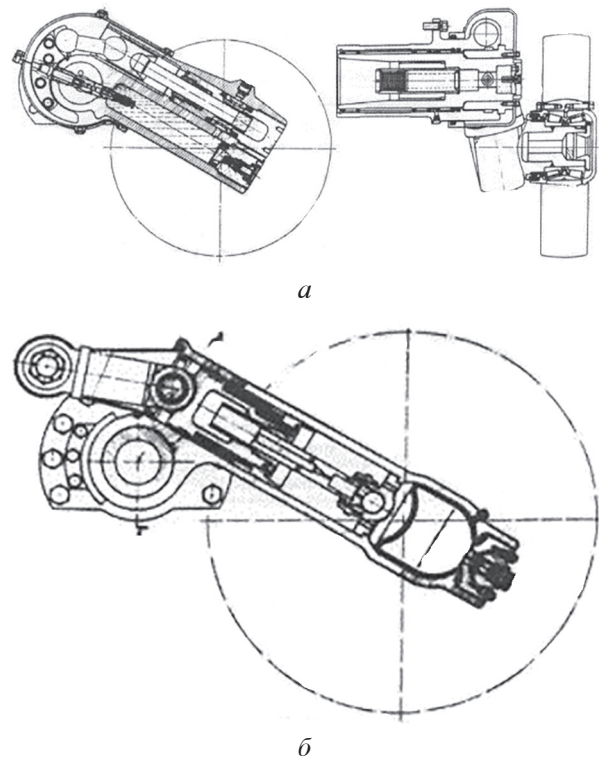


Рис. 2. Проект ГР (а) и ПГР (б) тяжелого танка «Объект 279»

Fig. 2. Project GR (a) and PGR (b) of a heavy tank "Object 279"

в гидроцилиндре помимо подвижного поршня расположен неподвижный плунжер с калиброванными отверстиями, вложенный в основной поршень. При небольшом ходе подвески отверстия в плунжере полностью открыты, и жидкость имеет возможность свободно перетекать из внутренней полости поршня в гидроцилиндр и пневмобаллон. При большом ходе подвески сперва перекрывается сначала одно, затем и другое радиальные отверстия в плунжере, за счет чего сопротивление течению жидкости резко увеличивается, а сама она также начинает сжиматься во внутренней полости поршня. Это позволяет увеличить реализуемые в подвеске силы и удельную потенциальную энергию. В остальном принцип работы соответствует таковому для любой ПГР.

Другой вариант ГР с размещением в балансирах был предложен для опытного тяжелого танка «Объект 150» (рис. 3).

В представленной на рис. 3 конструкции ГР расположена внутри балансира, выполненного в виде кожуха с крышкой, и имеет возможность качания относительно точки закрепления.

Рычаг ГР неподвижно размещен на оси, жестко прикрепленной к борту машины. Подшипниковые опоры балансира размещены на этой же оси. При повороте балансира против часовой стрелки, что соответствует прямому ходу опорного катка (для приведенного чертежа), ГР как бы надвигается на плунжер. Принцип работы аналогичен ГР «Объекта 279», однако большой гидроцилиндр расположен концентрично малому, в котором движется плунжер. Это позволило сократить радиальные размеры ГР и снизить металлоемкость малого гидроцилиндра, поскольку он нагружен только сравнительно незначительным перепадом давления от действия демпфирующих сил.

На рис. 4 и 5 представлены конструкции ПГР тяжелого танка «Объект 770» и ракетного танка «Объект 775» соответственно.

Принцип работы ПГР, представленных на рис. 4 и рис. 5, аналогичен представленной на рис. 2, б, однако передача усилия на поршень осуществляется несколько иначе. Контакт поршня с неподвижным рычагом реализован посредством скользящего контакта с вращающимся роликом.

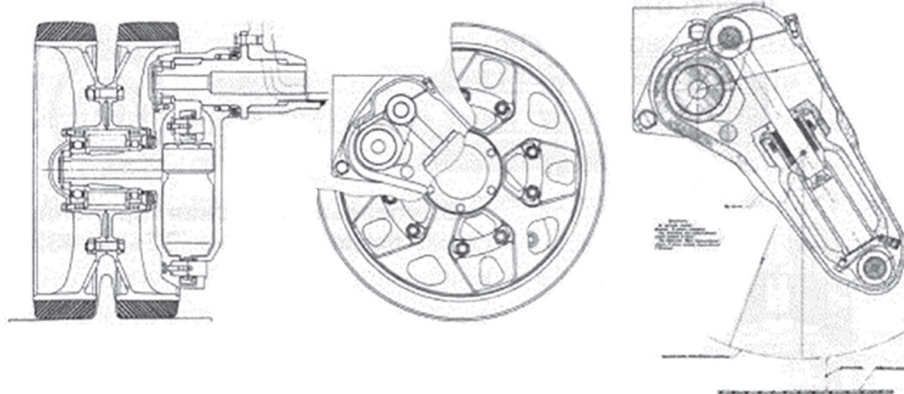


Рис. 3. Проект ГР тяжелого танка «Объект 150»

Fig. 3. GR project of a heavy tank "Object 150"

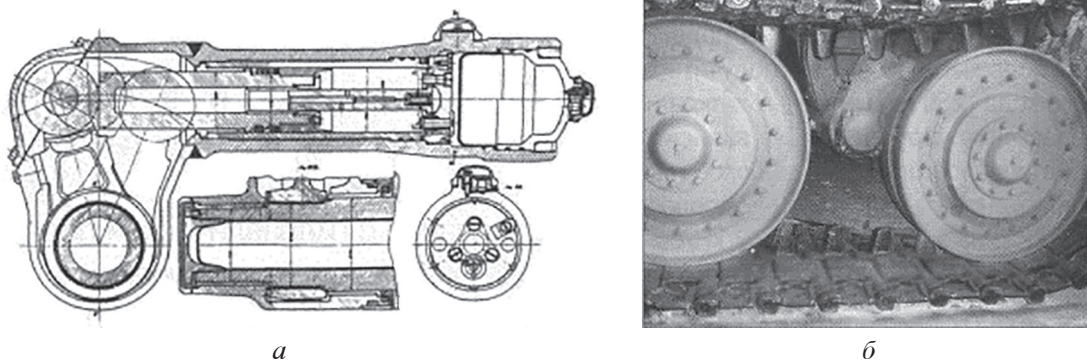


Рис. 4. Конструкция ПГР (а) тяжелого танка «Объект 770» и его узел подвески (б)

Fig. 4. PGR design (a) and suspension unit (b) of the "Object 770" heavy tank

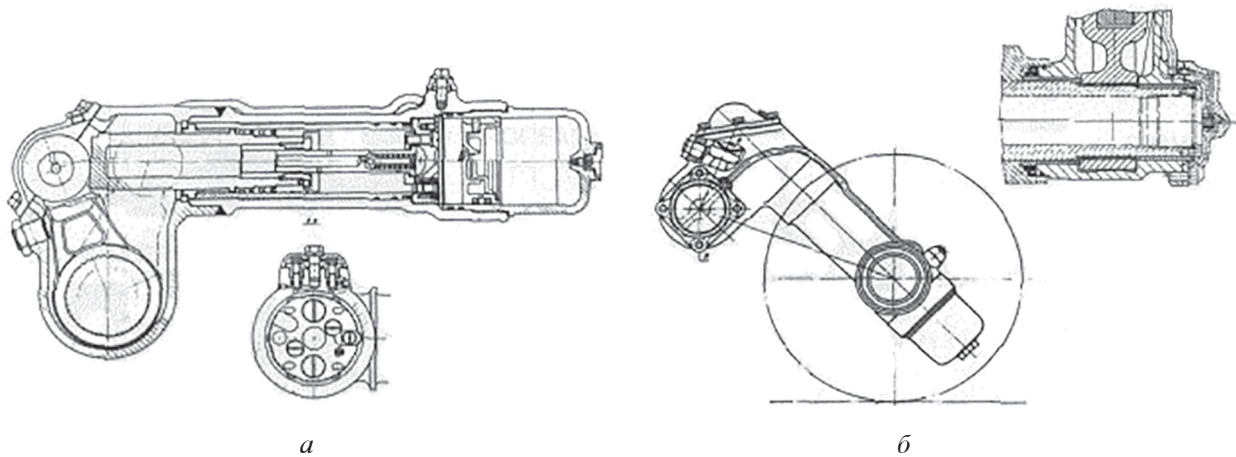


Рис. 5. Конструкция ПГР (а) ракетного танка «Объект 775» и расположение узла подвески (б)
Fig. 5. PGR design (a) missile tank "Object 775" and the location of the suspension unit (b)

Представленные на рис. 2–5 конструктивные реализации СП можно разделить на две категории: неподвижные относительно балансира ГР и ПГР (СП для тяжелых танков «Объект 279» и «Объект 770», ракетного танка «Объект 775») и подвижные относительно балансира ГР и ПГР (проект СП для тяжелого танка «Объект 150»).

Кинематика СП с неподвижной относительно балансира рессорой

На рис. 6 представлена обобщенная кинематическая схема узла подвески.

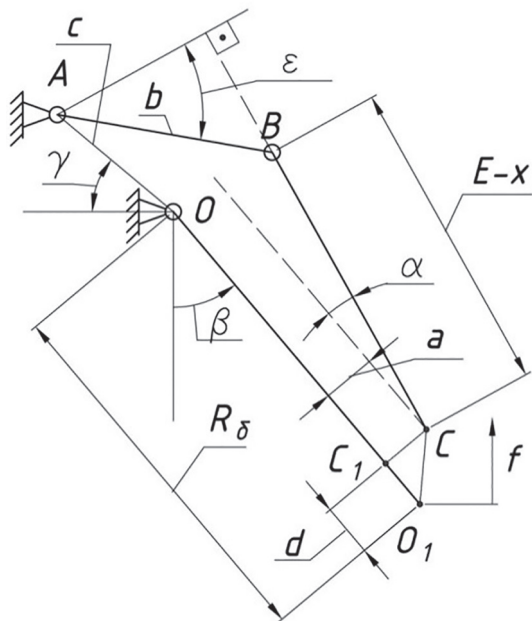


Рис. 6. Кинематическая схема СП с неподвижной относительно балансира рессорой

Fig. 6. Kinematic diagram of the suspension system with a spring fixed relative to the balancer

На схеме: O – точка крепления балансира на корпусе; A – точка крепления толкающего рычага на корпусе; B – шарнир толкающего рычага и штока гидравлической (пневмогидравлической) рессоры; C, C_1 – вспомогательные точки; O_1 – точка установки опорного катка (оси опорного катка); a – расстояние от рычага балансира до точки C ; b – радиус толкающего рычага; c – расстояние между точками крепления O и A ; d – расстояние от оси опорного катка до точки C вдоль балансира; R_δ – радиус рычага балансира; E – начальное расстояние от точки C до точки B (при начальном угле поворота балансира); x – ход штока; f – ход (вертикальное перемещение) опорного катка; α – угол между рычагом балансира и прямой BC (соответствует углу между осями рычага балансира и гидроцилиндра); β – угол поворота балансира; γ – угол между прямой c и горизонталью; ε – вспомогательный угол.

Для того чтобы определить передаточное отношение «каток – шток», необходимо найти аналитические выражения для хода (вертикального перемещения) опорного катка и для хода штока. При этом различают понятия кинематической и силовой передаточных функций. Кинематическая передаточная функция связывает между собой ходы опорного катка и штока, а силовая, соответственно, – скорости и силы, приведенные к осям опорного катка и штока:

$$f(\beta) = x(\beta)/u'(\beta),$$

$$P_k(\beta) = P_{шт}(\beta)u(\beta); \dot{f}(\beta) = \dot{x}(\beta)/u(\beta),$$

где $f(\beta)$ – ход опорного катка, м; $x(\beta)$ – ход штока, м; $u'(\beta)$ – кинематическая передаточная функция; $P_k(\beta)$ – вертикальная сила, приведенная к оси опорного катка, Н; $P_{\text{шт}}(\beta)$ – осевая сила, действующая на шток, Н; $u(\beta)$ – силовая передаточная функция.

Зависимость для хода опорного катка известна [3] и имеет вид

$$f_k = R_6 (\cos \beta_0 - \cos \beta), \quad (1)$$

где β_0 – начальный угол поворота балансира (установочный угол), град.

Из (2) несложно выразить синус угла ε :

$$\sin \varepsilon = \frac{\sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}}{b},$$

и затем, подставив полученное выражение в (3), получить выражение для хода штока:

$$x(\beta) = E + \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2} - c \sin(\beta + \gamma - \alpha) - (R_6 - d) \cos \alpha + a \sin \alpha. \quad (4)$$

С учетом выведенной зависимости легко выразить кинематическую передаточную функцию:

$$u'(\beta) = \frac{E + \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}}{R_6 (\cos \beta_0 - \cos \beta)} - \frac{c \sin(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \cos \alpha + a \sin \alpha}{R_6 (\cos \beta_0 - \cos \beta)}. \quad (5)$$

Кинематическая передаточная функция имеет очевидную неопределенность при нулевых ходах опорного катка и штока.

Для получения силовой передаточной функции необходимо продифференцировать по времени выражения для ходов опорного катка и штока, полагая, что угол поворота балансира зависит от времени. Скорость вертикального перемещения опорного катка:

$$\dot{f}(\beta) = \dot{\beta} R_6 \sin \beta.$$

Скорость перемещения штока можно записать, пропустив некоторые промежуточные преобразования:

$$\dot{x}(\beta) = -\dot{\beta} \cdot \left(\frac{c \sin(\beta + \gamma - \alpha) [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]}{\sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}} - c \cos(\beta + \gamma - \alpha) \right).$$

Тогда силовая передаточная функция:

$$u(\beta) = -\frac{c \sin(\beta + \gamma - \alpha) [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]}{R_6 \sin \beta \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}} + \frac{c \cos(\beta + \gamma - \alpha)}{R_6 \sin \beta}. \quad (6)$$

Аналогичные зависимости можно получить, рассмотрев равновесие моментов сил узла подвески:

$$M_k + M_{шт} = 0. \quad (7)$$

Крутящий момент M_k относительно точки крепления балансира в корпусе создается за счет реакции, действующей со стороны грунта, приведенной к оси опорного катка:

$$M_k = P_k R_0 \sin \beta. \quad (8)$$

Силы, создаваемые в СП, воспринимаются толкающим рычагом и могут быть разложены на две составляющие: параллельную оси штока $P_{шт}$ и перпендикулярную ей N :

$$P_{шт} = F \sin \varepsilon; N = F \cos \varepsilon,$$

где F – сила, воспринимаемая толкающим рычагом.

Нормальная составляющая результирующей силы может быть выражена через силу на штоке:

$$N = P_{шт} \operatorname{ctg} \varepsilon.$$

Обе эти силы – $P_{шт}$ и N – участвуют в создании реактивного крутящего момента $M_{шт}$, обеспечивающего квазистатическое равновесие узла подвески:

$$M_{шт} = P_{шт} \cdot OB \cdot \sin \angle OBC + N \cdot OB \cdot \cos \angle OBC.$$

Это выражение можно преобразовать и записать равновесие моментов сил:

$$P_k R_0 \sin \beta + P_{шт} \cdot OB \cdot (\sin \angle OBC + \operatorname{ctg} \varepsilon \cdot \cos \angle OBC) = 0.$$

Силовая передаточная функция примет вид:

$$u(\beta) = \frac{P_k}{P_{шт}} = - \frac{OB \cdot (\sin \angle OBC + \operatorname{ctg} \varepsilon \cdot \cos \angle OBC)}{R_0 \sin \beta}.$$

Здесь подлежат определению величины OB и $\angle OBC$. Выражения, определяющие косинус и синус угла ε , уже известны, что позволяет выразить котангенс угла ε :

$$\operatorname{ctg} \varepsilon = \frac{c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha}{\sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}}.$$

Для нахождения остальных величин рассмотрим треугольник OBC . В соответствии с теоремой синусов можно записать:

$$OB / \sin \angle OCB = OC / \sin \angle OBC;$$

$$OB \sin \angle OBC = OC \sin \angle OCB = \left(\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2} \right) \sin \angle OCB.$$

Значение $\angle OCB$ найти несложно. Он складывается из угла α и $\angle COC_1$, для нахождения которого надо рассмотреть треугольник COC_1 :

$$\operatorname{tg} \angle COC_1 = a / (R_0 - d).$$

Тогда

$$\sin \angle COC_1 = \frac{a}{\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2}};$$

$$\cos \angle COC_1 = \frac{R_0 - d}{\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2}},$$

$$\sin \angle OCB = \sin(\alpha + \angle COC_1) = \frac{(R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha}{\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2}}.$$

Тогда

$$OB \sin \angle OBC = \left(\frac{(R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha}{\sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2}} \right) \sqrt{(R_0 - d)^2 + a^2} = (R_0 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha.$$

В свою очередь, рассмотрев проекции отрезков OA , OB , AB на прямую BC , получим:

$$\begin{aligned} b \sin \varepsilon + OB \cos \angle OBC &= c \cos(90^\circ - (\beta + \gamma - \alpha)), \\ OB \cos \angle OBC &= c \sin(\beta + \gamma - \alpha) - b \sin \varepsilon, \end{aligned}$$

$$OB \cos \angle OBC = c \sin(\beta + \gamma - \alpha) - \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}.$$

Таким образом:

$$\begin{aligned} OB \cdot (\sin \angle OBC + \operatorname{ctg} \varepsilon \cdot \cos \angle OBC) &= \\ &= \frac{[c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha] (c \sin(\beta + \gamma - \alpha))}{\sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}} - c \cos(\beta + \gamma - \alpha), \\ u(\beta) &= - \frac{c \sin(\beta + \gamma - \alpha) [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]}{R_6 \sin \beta \sqrt{b^2 - [c \cos(\beta + \gamma - \alpha) + (R_6 - d) \sin \alpha + a \cos \alpha]^2}} + \frac{c \cos(\beta + \gamma - \alpha)}{R_6 \sin \beta}. \end{aligned}$$

Это выражение полностью совпадает с выражением (6). Таким образом, можно резюмировать, что силовая передаточная функция найдена верно.

Кинематика СП с подвижной относительно балансира рессорой

Кинематическая схема для такого варианта представлена на рис. 7.

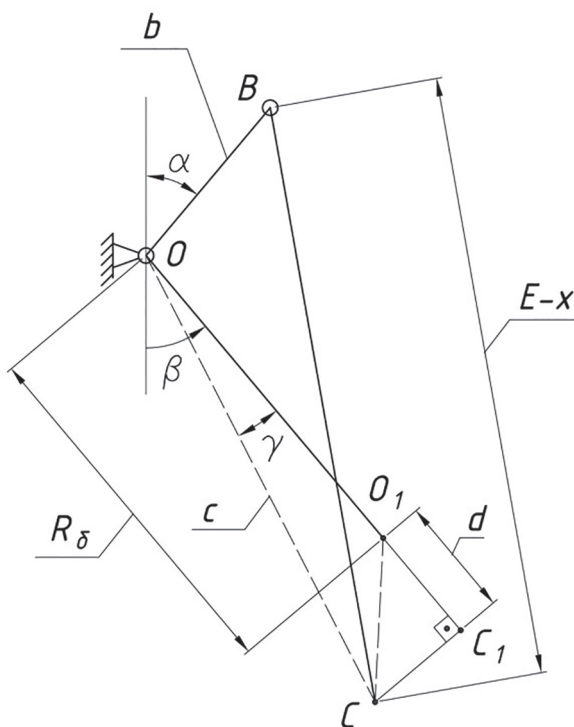


Рис. 7. Кинематическая схема СП с подвижной относительно балансира рессорой

Fig. 7. Kinematic diagram of the suspension system with a spring movable relative to the balancer

На схеме: O – точка крепления балансира на корпусе; B – шарнир толкающего рычага и штока гидравлической (пневмогидравлической) рессоры; C – точка крепления рессоры на балансира, C_1 – вспомогательная точка; O_1 – точка установки опорного катка (оси опорного катка); b – радиус рычага рессоры; c – расстояние между точками закрепления O и C ; d – расстояние от оси опорного катка до точки C вдоль балансира; R_6 – радиус рычага балансира; E – начальное расстояние от точки C до точки B (при начальном угле поворота балансира); x – ход штока; f – ход (вертикальное перемещение) опорного катка; α – угол между вертикалью и рычагом рессоры; β – угол поворота балансира; γ – угол между прямой c и рычагом балансира.

Кинематическая и силовая передаточные функции определяются аналогично предыдущему случаю, поэтому задача сводится к нахождению хода штока. Для этого необходимо рассмотреть треугольники OBC и O_1C_1C :

$$(E - x)^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos(180^\circ - \beta + \gamma - \alpha);$$

$$x(\beta) = E - \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}. \quad (9)$$

Скорость перемещения штока, в свою очередь:

$$\dot{x}(\beta) = \frac{bc \sin(\alpha + \beta - \gamma) \cdot \dot{\beta}}{\sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}.$$

Кинематическая передаточная функция:

$$u'(\beta) = \frac{E - \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}{R_0 (\cos \beta_0 - \cos \beta)}, \quad (10)$$

силовая передаточная функция:

$$u(\beta) = \frac{bc \sin(\alpha + \beta - \gamma)}{R_0 \sin \beta \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}. \quad (11)$$

Равновесие моментов сил имеет вид (7), а момент от силы, приведенный к оси опорного катка, определяется по (8). Реактивный момент со стороны штока:

$$M_{шт} = -P_{шт} b \sin \angle OBC.$$

Значение угла $\angle OBC$ можно найти, рассмотрев треугольник OBC и воспользовавшись теоремами синусов и косинусов:

$$\angle BOC = 180^\circ - \alpha - \beta + \gamma = 180^\circ - (\alpha + \beta - \gamma),$$

$$BC = \sqrt{b^2 + c^2 - 2bc \cos(180^\circ - (\alpha + \beta - \gamma))} = \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)},$$

$$BC / \sin \angle BOC = OC / \sin \angle OBC,$$

$$\sin \angle OBC = \frac{c \sin(\alpha + \beta - \gamma)}{\sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}.$$

Тогда:

$$P_{к} R_0 \sin \beta - P_{шт} b \frac{c \sin(\alpha + \beta - \gamma)}{\sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}} = 0,$$

$$u(\beta) = \frac{bc \sin(\alpha + \beta - \gamma)}{R_0 \sin \beta \sqrt{b^2 + c^2 + 2bc \cos(\alpha + \beta - \gamma)}}.$$

Как видно, это выражение также тождественно выражению (11), что свидетельствует о справедливости зависимости.

Анализ рациональности кинематики опытных машин

Рассмотрим рациональность кинематической схемы узла подвески для рассматриваемых в настоящей статье машин. Конструктивные параметры их СП представлены в табл. 1. Они были получены путем анализа имеющихся в открытом доступе чертежей и данных

Таблица 1

Конструктивные параметры СП

Table 1. Design parameters of the suspension system

Наименование параметра	Значение			
	Объект 150	Объект 775	Объект 279	Объект 770
Радиус балансира R_0 , м	0,235	0,450	0,365/0,360	0,410
Радиус опорного катка $R_{ок}$, м	0,405	0,275	0,260	0,320
Величина a , м	–	0	0,078/0	0
Величина b , м	0,115	0,045	0,115/0,170	0,045
Величина c , м	0,478	0,180	0,105/0,175	0,180
Величина d , м	0,228	0	0	0
Угол α , град	31,60	24,00	5,00/17,00	20,00
Угол γ , град	14,26	113,00	72,00/46,65	100,00
Начальный угол β_0 , град	59,30	62,40	45,80/61,40	74,00
Статический угол $\beta_{ст}$, град	72,70	70,70	65,23/77,00	85,00
Максимальный угол β_{max} , град	115,2	103,00	105,50/118,00	11,00
Статический ход подвески $f_{ст}$, м	0,050	0,06	0,102/0,091	0,077
Динамический ход подвески $f_{дин}$, м	0,170	0,250	0,250	0,176
Диаметр поршня $D_п$, м	0,04	0,090	0,035/0,090	0,080
Зарядный объем V_0 , м ³	$1,190 \cdot 10^{-3}$	$1,190 \cdot 10^{-3}$	$1,014 \cdot 10^{-3}$	$1,190 \cdot 10^{-3}$
Статическая сила на опорном катке $P_{ст}$, Н	34860	29050	23300	43220
Начальное давление $p_{один}$, МПа	18,5	8,54	30,5 / 8,71	17,2

Примечание. В числителе приведены данные для ГР, в знаменателе – для ПГР.

по размерам ходовой части [5] и могут иметь незначительное расхождение с реальными образцами техники вследствие погрешностей получения размеров и округления.

На рис. 8 представлены силовые передаточные функции СП, рассчитанные по данным, представленным в табл. 1. Видно, что по большей части они имеют ниспадающий характер, что приводит обычно к «провалу» на упругой характеристике СП в области статического хода. В целом передаточные функции, кроме представленной в поз. 2, имеют благоприятный вид, поскольку изменяются незначительно.

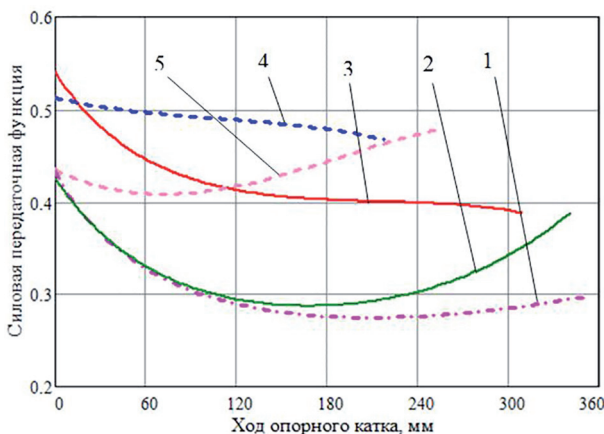


Рис. 8. Силовые передаточные функции:

- 1 – Объект 279, ГР; 2 – Объект 279, ПГР;
- 3 – Объект 775, ПГР; 4 – Объект 150, ГР;
- 5 – Объект 770, ПГР

Fig. 8. Power transfer functions:
 1 – 279 Object, GR; 2 – 279 Object, PGR;
 3 – 775 Object, PGR; 4 – 150 Object, GR;
 5 – 770 Object, PGR

Для построения упругой характеристики ПГР можно воспользоваться известной зависимостью [7]:

$$P_{шт}(x) = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 - S_n x} \right)^n S_n,$$

где p_0 – начальное (зарядное) давление в газовой полости пневмогидравлической рессоры, Па; V_0 – начальный объем газовой полости пневмогидравлической рессоры, м³; S_n – эффективная площадь поршня, м²; x – ход штока, м; n – показатель политропы.

Здесь неизвестным параметром является начальное давление. Его легко найти, рассмотрев равновесие СП в области статического хода. Показатель политропы $n = 1$, поскольку рассматривается медленный процесс:

$$p_0 = \frac{P_{ст}(V_0 - S_n x_{ст})}{V_0 S_n u(\beta_{ст})}. \quad (12)$$

При построении динамической характеристики следует учитывать, что неизменным должно остаться статическое давление. Начальное давление будет меньше в сравнении со статической характеристикой из-за отличного от единицы показателя политропы:

$$p_{0дин} = P_{ст}(V_0 - S_n x_{ст})^n / V_0^n S_n u(\beta_{ст}). \quad (13)$$

При изменении температуры давление газа меняется в соответствии с законом Шарля, то есть $p_1/p_2 = T_1/T_2$, здесь и далее температура берется по абсолютной шкале.

Упругая характеристика ГР в общем виде определяется упругими свойствами жидкости [8, 9]:

$$P_{шт}(x) = (p_0 + E \cdot S_n x / V_0) S_n,$$

где E – объемный модуль упругости жидкости, Па.

Объемный модуль упругости жидкости E зависит от ее физических свойств, текущего объема, давления и температуры. Для полисилоксановых жидкостей при температуре 313 К и неизменном объеме [8]

$$E(p) = (5,0476p + 862,63) \cdot 10^6.$$

С учетом изменения температуры [8]

$$E(p, T) = E(p) \cdot (1,13067 - 3,267 \cdot 10^{-3} T).$$

В ГР объем и давление являются переменными величинами. При работе СП также меняется температура, что приводит к изменению общего объема рабочей жидкости. Тогда выражение, определяющее упругую характеристику ГР:

$$P_{шт}(x, T) = p_0 S_n + E(p, T) \times [1 + (E(p_{max})/E(p_0) - 1) \cdot x/x_{max}] \times [S_n x + \Delta V(T)] S_n / V_0, \quad (14)$$

где $\Delta V(T)$ – некомпенсированный объем жидкости вследствие изменения ее температуры, м³. Его можно найти как

$$\Delta V(T) = V_0 (9,112T - 2671) \cdot 10^{-4}.$$

Начальное давление p_0 подбирается таким, чтобы статическая сила, приведенная к штоку, была равна силе от упругого элемента при статическом положении балансира. Значение начального давления представлено в табл. 1.

Удельная потенциальная энергия подвески определяется по формуле [3, 7]

$$U = \frac{1}{P_{ст}} \int_0^{f_{полн}} P_k(f) df.$$

Для рассматриваемых машин она была определена численными методами и представлена в табл. 2 вместе со значениями полных масс машин, коэффициентами динамичности и жесткостями в области статического хода.

По представленным выше зависимостям были построены упругие характеристики ГР, ПГР и СП для рассматриваемых машин. Они изображены на рис. 9. Ось ординат для характеристики поз. 4 расположена справа, для прочих характеристик – слева.

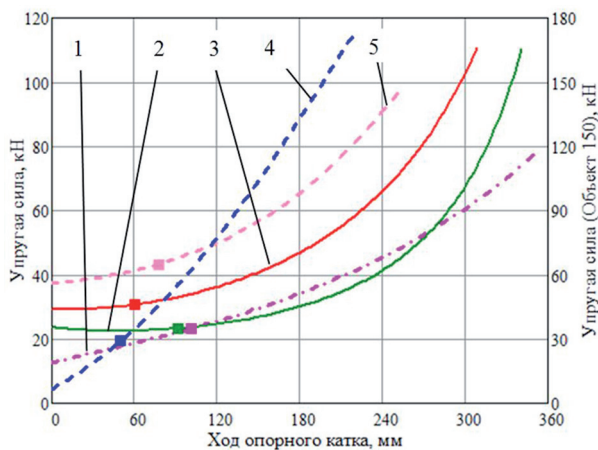


Рис. 9. Упругие характеристики СП:

- 1 – Объект 279, ГР; 2 – Объект 279, ПГР;
- 3 – Объект 775, ПГР; 4 – Объект 150, ГР;
- 5 – Объект 770, ПГР; точки – положение статической силы

Fig. 9. Elastic characteristics of the suspension systems: 1 – 279 Object, GR; 2 – 279 Object, PGR; 3 – 775 Object, PGR; 4 – 150 Object, GR; 5 – 770 Object, PGR; points - the position of the static force

Анализ периода продольно-угловых колебаний показывает, что жесткость подвески в области статического хода близка к оптимальной: для машин с положением центра тяжести по высоте 1,0...1,4 м наилучшие показатели плавности хода достигаются при значениях периода продольно-угловых колебаний 1,40...1,57 с [1]. При увеличении высоты центра тяжести значения периода смещаются в сторону меньших значений.

Высокое значение периода продольно-угловых колебаний для «Объекта 279» с пневмогидравлической подвеской вызвано неудачной кинематикой: силовая передаточная функция (рис. 9, поз. 2) в зоне статического хода сильно снижает свое значение в сравнении с вывешенным положением опорного катка. Это приводит к более медленному нарастанию упругой силы, приведенной к оси опорного катка, в сравнении с силой на штоке ПГР и снижению жесткости СП. Для варианта с ГР этот эффект нивелируется более резким нарастанием усилия на штоке.

Отношение величины статического хода к динамическому находится в диапазоне от 2,5 до 4,0, причем для тяжелого танка «Объект 279» значения этих величин являются достаточными даже для современных машин. Так, для гусеничного шасси ГМ-352, оснащенного ПГР, статический ход составляет 130 мм, а динамический – 230 мм [10]. Значения коэффициентов динамичности также согласуются с современными представлениями [2, 11]: для быстроходных гусеничных машин коэффициент динамичности должен быть 3,0...5,0.

Удельная потенциальная энергия подвесок для всех машин, кроме «Объекта 770», превышает 0,55 м, что является хорошим показателем [2, 3].

Таблица 2

Характеристики подвесок

Table 2. Suspension characteristics

Наименование параметра	Значение			
	Объект 150	Объект 775	Объект 279	Объект 770
Масса машины, кг	34500	36000	59200	54700
Удельная потенциальная энергия подвески, м	0,533	0,507	0,565 / 0,566	0,332
Коэффициент динамичности	5,32	3,64	3,35 / 4,77	2,27
Жесткость в области статического хода, кН/м	570,8	59,20	118,5 / 35,73	125,7
Период продольно-угловых колебаний, с	0,785	1,696	1,399 / 2,547	1,773

Примечание. В числителе приведены данные для ГР, в знаменателе – для ПГР.

Выводы

В статье предложен метод определения кинематических и силовых передаточных функций, пригодный для расчета и разработки расположенных в балансирах гидравлических и пневмогидравлических СП с телескопическим упруго-демпфирующим элементом. Представленный метод пригоден не только на этапе проектирования, но и при проведении поверочного расчета для анализа рациональности уже существующих конструкций.

На основании предлагаемого метода исследованы конструкции СП советских экспериментальных боевых гусеничных машин, для которых получены основные кинематические параметры, а также на основании открытых данных восстановлены характеристики упругих элементов и проведен анализ их рациональности.

Показано, что СП рассмотренных машин отвечают требованиям по значениям коэффициента динамичности, жесткости подвески (периода продольно-угловых колебаний), удельной потенциальной энергии подвески, предъявляемым к современным быстроходным гусеничным машинам. Для дальнейшего исследования плавности хода необходимо синтезирование демпфирующих характеристик на основании имеющихся к моменту создания машин методик выбора демпфирующих характеристик, а также по имеющимся чертежам.

Литература

1. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин. М: Машиностроение, 1976. 207 с.
2. Теория и конструкция танка / Под ред. П.П. Исакова. М.: Машиностроение, 1985. 244 с. Т. 6. Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин.
3. Носов Н.А. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
4. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Метод определения рациональных параметров кинематики систем поддресоривания быстроходных гусеничных машин. Известия МГТУ «МАМИ», ПИ № ФС77-29694, 2018, № 3 (37). С. 83–91.
5. Павлов М.В., Павлов И.В. Отечественные бронированные машины 1945 – 1965 гг. Техника и вооружение. 2010. № 04.
6. Буров С.С. Конструкция и расчет танков. Учебник. Москва: Академия бронетанковых войск, 1973. 599 с.

7. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем поддресоривания быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М.: МГТУ, 2017. 210 с.
8. Idelchik, I.E., Handbook of Hydraulic Resistance, CRC Begell House, 1994.
9. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие / О.Ф. Никитин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 414 с.
10. Шасси ГМ-352. Техническое описание. М.: Военное издательство, 1988.
11. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддресоривания с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ, 2003. 150 с.

References

1. Dmitriyev A.A., Chobitok V.A., Tel'minov A.V. Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin [Theory and calculation of nonlinear suspension systems for tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 207 p.
2. Teoriya i konstruktsiya tanka [Theory and design of the tank]. Pod red. P.P. Isakova. Moscow: Mashinostroyeniye, 1985. 244 p. Vol. 6. Voprosy proyektirovaniya khodovoy chasti voyennykh gusenichnykh mashin.
3. Nosov N.A. i dr. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of tracked vehicles]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 560 s.
4. Sarach YE.B., Tsipilev A.A. Method for determining the rational parameters of the kinematics of suspension systems of high-speed tracked vehicles. Izvestiya MGTU «MAMI», PI No FS77-29694, 2018, No 3 (37), pp. 83–91 (in Russ.).
5. Pavlov M.V., Pavlov I.V. Domestic armored vehicles in 1945–1965. Tekhnika i vooruzheniye. 2010. No 04 (in Russ.).
6. Burov S.S. Konstruktsiya i raschet tankov [Design and calculation of tanks]. Uchebnik. Moscow: Akademiya bronetankovykh voysk Publ., 1973. 599 p.
7. Tsipilev A.A. Metody opredeleniya raschetnykh kharakteristik i otsenki teplovoy nagruzhennosti pnevmo-gidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniya bystrokhodnykh gusenichnykh mashin na etape proyektirovaniya: Dissertatsiya na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk [Methods for determining the design characteristics and assessing the thermal loading of

- pneumohydraulic devices for suspension systems of high-speed tracked vehicles at the design stage: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow: MGTU Publ., 2017. 210 p.
8. Idelchik I.E. Handbook of Hydraulic Resistance, CRC Begell House, 1994.
 9. Гидравлика и гидropневмопривод [Hydraulics and hydraulic pneumatic drive]: ucheb. posobiye. O.F. Nikitin. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2010. 414 p.
 10. Shassi GM-352. Tekhnicheskoye opisaniye [Chassis GM-352. Technical description]. Moscow: Voennoye izdatel'stvo Publ., 1988.
 11. Sarach YE.B. Metod vybora kharakteristik sistemy podressorivaniya s netselym chislom stepeney svobody dlya bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny: Dis. ... kand. tekhn. nauk [Method for selecting characteristics of a suspension system with a non-integer number of degrees of freedom for a high-speed tracked vehicle: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow: MGTU, 2003. 150 p.

STUDY OF SUSPENSION SYSTEMS FOR EXPERIMENTAL TANKS OF THE USSR IN THE SECOND HALF OF THE 20TH CENTURY

PhD in Engineering **A.A. Tsipilev**, DSc in Engineering **O.A. Nakaznoy**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
alexts@bmstu.ru

Modern pneumohydraulic suspension systems for high-speed tracked vehicles have fairly typical versions of kinematic schemes, implying the installation of an elastic-damping element directly on the suspension housing (inside or outside). This solution is structurally relatively simple, and it is understood that it allows to reduce the values of unsprung masses. Other options, with placement of elastic and damping elements inside the guide elements (balancers), did not "take root" due to the greater structural complexity of both elastic or damping element and the suspension guide element. In addition to the structural complexity of implementation, such a solution increases the values of unsprung masses and, most importantly, complicates the organization of the cooling system. The protruding elements of the chassis are clogged with soil, snow (mud) when driving, which acts as a heat insulator. Nevertheless, with modern technological capabilities, these difficulties can be overcome to a certain extent, in whole or in part. However, despite the above disadvantages, this solution also has important advantages: the suspension does not take up space in the reserved volume, but is completely inside the tracked bypass, which allows using the housing volume more efficiently, and, in addition, providing the most successful bottom design for protection from mine detonation (in the case of a heavy tank "Object 279", this also made it possible to significantly increase the cross-country ability).

This article provides an overview of Soviet prototypes of heavy and rocket tanks, which suspension system was implemented in the guide element. The article also presents a method for determining the power and kinematic transfer functions for these suspension options, analyzes the design implementations and shows that the characteristics of the elastic elements of experimental vehicles meet modern requirements for the suspensions of high-speed tracked vehicles.

Keywords: high-speed tracked vehicles, tracked vehicles, experimental tank, suspension, suspension system, kinematics, pneumohydraulic spring.

Cite as: Godzhayev Z.A., Godzhayev T.Z., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Iskaliyev A.I. Comparative analysis of Russian and foreign regulatory requirements for vibration protection of a tractor operator. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 2 (48), pp. 81–92 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-48-2-81-92.