

УДК (UDC) 62-752.2

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ВЫРАЖЕНИЕ ДЛЯ АППРОКСИМАЦИИ СИЛЫ ТРЕНИЯ
ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРАANALYTICAL EXPRESSION FOR APPROXIMATION OF THE FRICTION FORCE
OF THE VIBRATION PROTECTION MECHANISM OF THE OPERATOR'S SEATКорытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.¹ – Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
¹ – Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. При математическом моделировании динамических и виброзащитных систем операторов строительных и дорожных машин, необходимо учитывать демпфирующие свойства механизмов. Учет силы трения в математических моделях зачастую выполняется при помощи коэффициента, по модели вязкого трения. В более сложных моделях общепринятым является использование известного выражения, в котором присутствуют функции экспоненты и гиперболического тангенса, а независимыми параметрами являются силы трения Кулона и отрыва, скорость трения отрыва, коэффициент вязкого трения. Данное выражение используется в известном математическом пакете. Однако известное выражение недостаточно точно аппроксимирует экспериментальные кривые трения. В настоящей работе было дополнено альтернативное выражение полной силы трения. Доработка позволила применить новую формулу для всего диапазона изменения аргумента скорости и точнее воспроизвести характерную форму экспериментальных характеристик трения. Для нового выражения были получены дополняющие формулы, устанавливающие связь входящих параметров от ряда других, имеющих ясный и простой физический смысл параметров. Было выполнено сравнение общепринятого и предложенного выражений по экспериментальным данным, были построены графики относительной погрешности. Также сравнение двух выражений полной силы трения было произведено, в качестве примера, на динамической модели вынужденных колебаний сосредоточенной массы на подвижном основании. Результаты сравнения показали существенное расхождение общепринятого выражения в сравнении с предложенным, по значениям полной силы трения, а также расхождение в получаемых на динамической модели амплитудах относительных перемещений и абсолютных ускорений массы. Предложенное выражение может быть использовано для аппроксимации полной силы трения в математических моделях динамических виброзащитных систем сидений операторов.

Ключевые слова: вибрация, характеристика трения, виброзащита, сиденье оператора.

Abstract. In mathematical modeling of dynamic and vibration protection systems of operators of construction and road machines, it is necessary to take into account the damping properties of the mechanisms. Accounting for the friction force in mathematical models is often performed using a coefficient, according to the viscous friction model. In more complex models, it is common to use a well-known expression in which the functions of the exponent and hyperbolic tangent are present, and the independent parameters are the Coulomb and separation friction forces, the separation friction rate, and the coefficient of viscous friction. This expression is used in a well-known mathematical package. However, the well-known expression does not accurately approximate the experimental friction curves. In the present work, an alternative expression for the total friction force has been supplemented. The refinement made it possible to apply a new formula for the entire range of change in the velocity argument and more accurately reproduce the characteristic shape of the experimental friction characteristics. For the new expression, complementary formulas were obtained that establish the relationship between the input parameters and a number of others that have a clear and simple physical meaning of the parameters. A comparison was made of the generally accepted and proposed expressions according to experimental data, graphs of the relative error were constructed. Also, a comparison of two expressions of the total friction force was made, as an example, on a dynamic model of forced oscillations of a concentrated mass on a moving base. The comparison results showed a significant discrepancy between the generally accepted expression in comparison with the proposed one, in terms of the total friction force, as well as a discrepancy in the amplitudes of relative displacements and absolute mass accelerations obtained on the dynamic model. The proposed expression can be used to approximate the total friction force in mathematical models of dynamic vibration protection systems for operator seats.

Keywords: vibration, friction characteristic, vibration protection, operator's seat.

Дата принятия к публикации: 26.06.2022
Дата публикации: 25.09.2022

Date of acceptance for publication: 26.06.2022
Date of publication: 25.09.2022

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили и энергетические установки», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Кашапова Ирина Евгеньевна – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor at Department of Automobiles and power plants, Siberian State Automobile and Road University (SibADI),
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Vitaliy S. Sherbakov - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at Department of Automation of Production Processes and Electrical Engineering, Siberian State Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Irina E. Kashapova – postgraduate at Department of Automation of Production Processes and Electrical Engineering, Siberian State Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

1. Введение

Для операторов строительных и дорожных мобильных машин весьма актуальной является проблема защиты от динамических воздействий и вибраций, возникающих во время выполнения производственного цикла [1].

Значительные вибрации возникают при работе таких машин, как дорожные [2], строительные [3], подъемно-транспортные, коммунальные [4], лесохозяйственные [5], сельскохозяйственные [6] и т.д. Наиболее серьезные воздействия на операторов производят вибрации, которые передаются через сиденье в кабине оператора машины [7].

Методы численного решения систем дифференциальных уравнений позволяют исследовать колебания динамических систем как с линейными, так и с нелинейными упругими и демпфирующими характеристиками [8]. В большинстве математических моделей, описывающих колебания виброзащищаемых масс, например, сиденья с оператором в кабине машины, используются линейные статические силовые характеристики [9]. Потери на трение при теоретическом исследовании вибраций и систем виброзащиты зачастую вообще не учитываются, либо учитываются упрощенно по модели вязкого трения при помощи постоянного коэффициента [10].

Между тем, вопрос корректного описания и использования характеристики трения чрезвычайно важен, поскольку данная характеристика, под которой понимают зависимость полной силы трения от скорости относительного движения, оказывает определяющее влияние на характер перемещения [11].

В блоке Translational Friction пакета моделирования физических систем Simscape математической системы MATLAB [12], используется известное аналитическое выражение для аппроксимации кривой Герси-Штрибека, описывающей экспериментально полученные функциональные зависимости полной силы трения (при наличии в системе всех возможных видов трения: покоя, сухого, вязкого и, наконец, смешанного) от скорости поступательного перемещения объекта [12, 13]:

$$F_{ff} = \left(\sqrt{2 \cdot e}\right) \cdot (F_{brk} - F_C) \cdot e^{-\left(\frac{v_1}{v_{St}}\right)^2} \cdot \frac{v_1}{v_{St}} + F_C \cdot \tanh\left(\frac{v_1}{v_{Coul}}\right) + b \cdot v_1, \quad (1)$$

где $v_{St} = v_{brk} \cdot \sqrt{2}$ – пороговое значение скорости для трения Штрибека; $v_{Coul} = \frac{v_{brk}}{10}$ – пороговое значение скорости для трения Кулона; v_{brk} – скорость трения отрыва (ско-

рость, при которой сила трения Штрибека достигает своего максимума); F_C – сила трения Кулона; F_{brk} – сила трения отрыва, которая является суммой сил Кулоновского и статического трения (должна быть больше или равна значению силы трения Кулона); b – коэффициент вязкого трения; v_1 – относительная текущая скорость поступательного перемещения объекта (в данном случае, скорость собственной деформации виброзащитного механизма).

Независимыми исходными параметрами для вычисления по формуле (1) выступают постоянные F_C , F_{brk} , v_{brk} , b , и переменное значение скорости v_1 .

На рис. 1,а приведен пример характерной формы экспериментально получаемых кривых функции трения от скорости перемещения [11], а на рис. 1,б – пример полученной по формуле (1) аппроксимации данной функции [12, 13]. Независимые параметры при получении аппроксимационной кривой на рис. 1,б принимали следующие значения: $F_{brk}=2.5$ Н, $F_C=2$ Н, $v_{brk}=0.01$ м/с, $b=20$ Н/(м/с).

Видно, что значения локального максимума и локального минимума не совпадают с заданными значениями F_{brk} и F_C соответственно. Например, значение локального минимума в правой половине графика составляет 2,59 Н вместо заданного значения $F_C=2$ Н. Т.е, качество аппроксимации экспериментальных кривых при помощи выражения (1) оставляет желать лучшего. Отметим, что математическая система MATLAB во всем мире считается элитной и одной из наиболее передовых и современных программных сред для математического моделирования.

2. Постановка задачи

Целесообразно нахождение для использования в математических моделях виброзащитных и других динамических систем аналитического выражения, достаточно простого, и одновременно точно аппроксимирующего экспериментально полученные характеристики трения. Чтобы входящие в него параметры по возможности имели ясный и простой физический смысл.

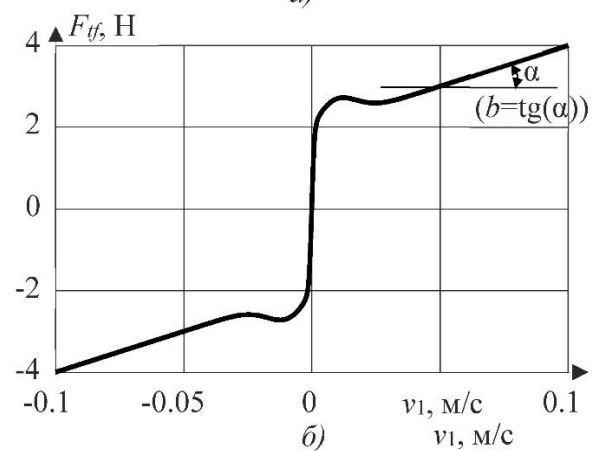
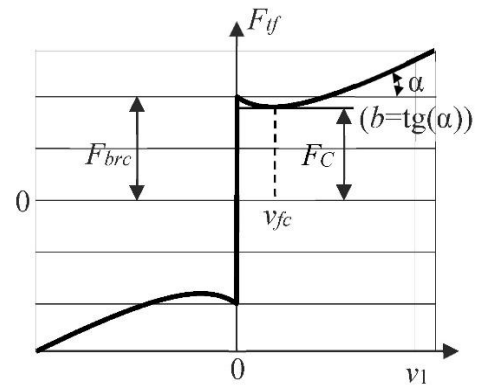


Рис. 1. Примеры характерной формы экспериментальной кривой функции трения (а) и полученной по общепринятому выражению (1) аппроксимации (б)

3. Описание предлагаемого выражения и его параметров

В работе [11] отмечено, что большая часть известных выражений, аппроксимирующих кривую Герси-Штрибека, достаточно громоздки и не всегда удачны, что подтверждают полученные данные с рис. 1,б.

В этой же работе В.А. Коронатовым предложено следующее компактное аналитическое выражение для аппроксимации кривой Герси-Штрибека в положительной области аргумента [11]:

$$F_{tf} = \frac{f \cdot N \cdot (D + v_1)}{D + v_1 \cdot (b_h + 1)} + b \cdot v_1, \quad (2)$$

где D – коэффициент, определяющий продолжительность постоянства в начале скольжения (при $v_1 \ll 1$) с заданной точностью для участка граничного (сухого) тре-

ния; b_h – коэффициент, определяющий степень крутизны падающего участка для смешанного трения; f – коэффициент трения покоя; N – условная прижимная сила.

Отмечается, что выражение (2) достаточно точно аппроксимирует экспериментальную кривую трения, а входящие в него параметры имеют ясный физический смысл [11].

В то же время, из выражения (2) видно, что оно корректно описывает экспериментальную кривую трения только для правой половины графика, т.е. для положительных значений скорости v_1 . Для того, чтобы распространить действие выражения (2) на область отрицательных значений скорости v_1 , и для использования большего числа параметров из выражения (1), известное выражение (2) авторами было дополнено и преобразовано к следующему виду:

$$F_{ff} = \operatorname{sgn}(v_1) \cdot \left(b \cdot |v_1| + \frac{F_{brk} \cdot (D + |v_1|)}{D + |v_1| \cdot (b_h + 1)} \right), \quad (3)$$

где $F_{brk} \equiv f \cdot N$ – значение абсолютного максимума функции (3), достигаемое при $v_1=0$ подстановкой нулевого значения v_1 и единичного значения $\operatorname{sgn}(v_1)=1$ в (3).

Выражение (3) может быть применено для точной аппроксимации значений полной силы трения в зависимости от текущих значений скорости перемещения v_1 на всем диапазоне изменения скорости, в том числе для отрицательных значений. Вид получающихся при этом кривых соответствует экспериментальным.

Целесообразно выразить входящие в (3) независимые параметры D и b_h через значения сил трения F_{brk} , F_C , и значение аргумента скорости v_{fc} , при котором достигается локальный минимум F_C полной силы трения F_{ff} (см. рис. 1, а). Используем для этого исходное выражение (2) правой части характеристики с заменой ($f \cdot N$) на F_{brk} :

$$F_{ff} = b \cdot v_1 + \frac{F_{brk} \cdot (D + v_1)}{D + v_1 \cdot (b_h + 1)}. \quad (4)$$

Аналитическое выражение производной выражения (4) по скорости имеет вид:

$$\frac{dF_{ff}}{dv_1} = b + \frac{F_{brk}}{D + v_1 \cdot (b_h + 1)} - \frac{F_{brk} \cdot (D + v_1) \cdot (b_h + 1)}{(D + v_1 \cdot (b_h + 1))^2}. \quad (5)$$

Решение уравнения $\frac{dF_{ff}}{dv_1} = 0$, при котором функция (4) достигает локального минимума (F_C), имеет вид:

$$v_{fc} = -\frac{b \cdot D - \sqrt{b \cdot D \cdot F_{brk} \cdot b_h}}{b + b \cdot b_h}. \quad (6)$$

При подстановке выражения (6) в (4), после упрощения получается следующее уравнение, выражающее значение силы трения Кулона F_C через прочие параметры:

$$F_C = \frac{(F_{brk} - b \cdot D + 2 \cdot \sqrt{A \cdot D \cdot F_{brk} \cdot b_h})}{(b_h + 1)}. \quad (7)$$

Совместное решение системы из двух уравнений (6) и (7) относительно двух неизвестных D и b_h имеет вид:

$$D = \frac{-b \cdot F_{brk} \cdot v_{fc}^2}{\left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.} \quad (8)$$

$$\left. + 2 \cdot F_{brk} \cdot b \cdot v_{fc} + F_C^2 - F_{brk} \cdot F_C \right) - \frac{\left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.}{\left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.} \quad (9)$$

$$\left. + 2 \cdot F_{brk} \cdot b \cdot v_{fc} + \right) - \frac{\left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.}{\left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.}$$

$$\left. + 2 \cdot F_{brk} \cdot b \cdot v_{fc} + \right) + F_C^2 - F_{brk} \cdot F_C} \left(b^2 \cdot v_{fc}^2 - 2 \cdot b \cdot F_C \cdot v_{fc} + \right.$$

С учетом полученных обладающих новизной выражений (8) и (9), независимыми исходными параметрами для вычисления по предложенной формуле (3) выступают постоянные F_C , F_{brk} , v_{fc} , b , и переменное значение скорости v_1 . Перечисленные параметры имеют максимально простой и ясный физический смысл, и одновременно привязку к локальным экстремумам и другим характеристикам экспериментальной кривой трения (рис. 1,а).

4. Результаты сравнения функций для аппроксимации кривой Герси-Штрибека

Для сравнения известного и предлагаемого выражений, используемых для аппроксимации кривой Герси-Штрибека, были использованы данные натурального эксперимента, приведенные на рис. 2,а [14]. Натурный эксперимент по изменению коэффициента трения проводился при постоянном значении нормальной силы трущихся поверхностей 104 Н. Коэффициент трения f , значения которого приведены на оси ординат на рис. 2,

а, представляет собой отношение полной силы трения к нормальной силе трущихся поверхностей [14]. Это позволило перейти к графику зависимости силы трения от скорости перемещения (рис. 2,б). Значения коэффициента f в узловых точках были визуальным образом определены из рис. 2,а, как приблизительные средние значения облака экспериментальных точек из соответствующих мест исходного экспериментального графика. Значения аргумента в 13 рассматриваемых узловых точках: 0; 0.0125; 0.025; 0.0375; 0.05; 0.075; 0.1; 0.125; 0.15; 0.175; 0.2; 0.225; 0.25 м/с.

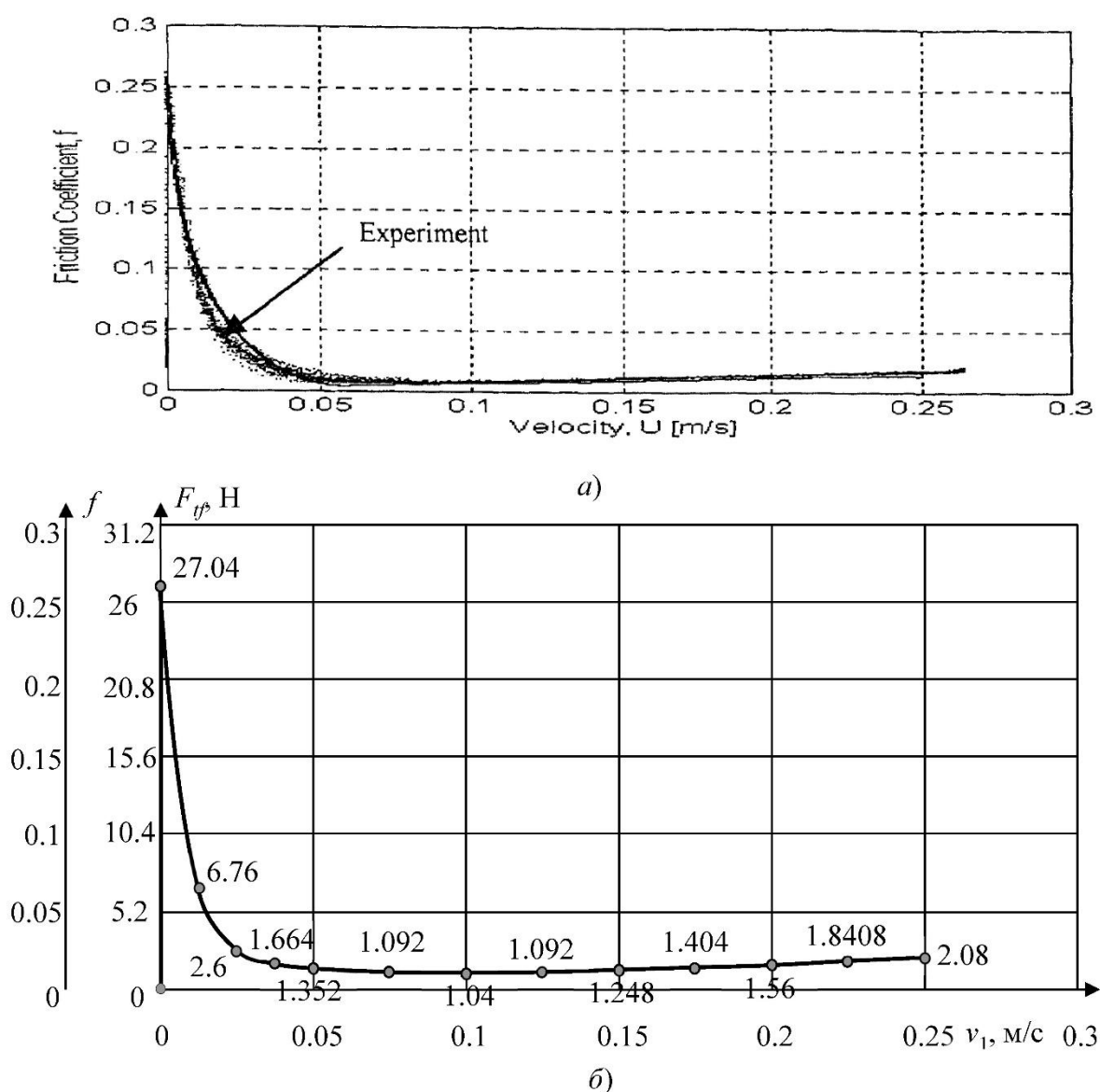


Рис. 2. Результаты натурального эксперимента по измерению коэффициента трения в зависимости от скорости: а) оригинальный график [14]; б) восстановленные значения полной силы трения в узловых точках

Вид экспериментального графика в области отрицательных значений аргумента представлял собой зеркально отраженную копию положительной части экспериментального графика.

На рис. 3,а приведены два графика функций на основе известного (1) и предлагаемого (3) выражений для аппроксимации приведенной выше экспериментальной кривой Герси-Штрибека. Исходные параметры, совпадающие для формул (1) и (3), принимали значения, согласно экспериментальным дан-

ным: $F_{brc}=27.04$ Н, $F_C=1.04$ Н, $b=10$ Н/(м/с). Несовпадающие параметры: $v_{brk}=0.005$ м/с (для формулы (1)), $v_{fc}=0.1$ м/с (для формулы (3)). Значение последнего параметра соответствовало локальному минимуму экспериментального графика.

На рис. 3,б приводятся графики соответствующих зависимостей относительных погрешностей значений полной силы трения, вычисленных по (1) и по (3), относительно экспериментальных данных.

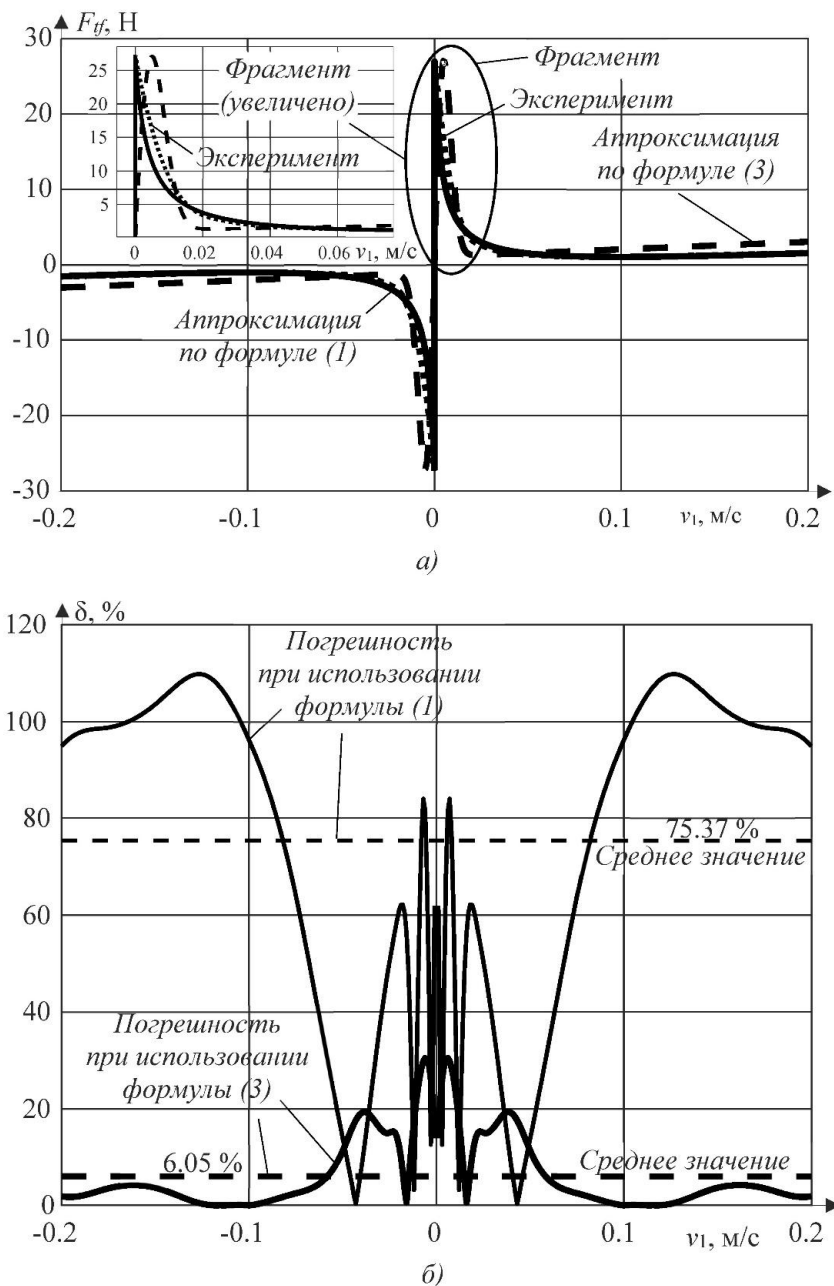


Рис. 3. Графики функций на основе известного (1) и предлагаемого (3) выражений, аппроксимирующие экспериментальную кривую Герси-Штрибека (а) и соответствующие им графики относительной погрешности (б)

Сравнительный анализ графиков двух функций, приведенных на рис. 3,б, показывает, что относительная погрешность при аппроксимации по формуле (1) достигает значения 110 %, в то время как относительная погрешность при аппроксимации по формуле (3) не превышает 30,5 %. Средние значения относительных погрешностей в рассматриваемом диапазоне значений аргумента составили 75.37 и 6.05 % при использовании формул (1) и (3) соответственно.

Сравнение двух функций полной силы трения, графики которых вычислялись по формулам (1) и (3), было произведено также на математической модели динамической системы вынужденных колебаний сосредоточенной массы на подвижном основании. Подобные модели используются, в частности, для описания вертикальных колебаний сиденья с оператором мобильной машины на виброзащитной подвеске [8].

В используемой математической модели [8] было принято допущение о том, что перемещения подвижного основания в используемой динамической модели не зависят от колебаний виброзащищаемой массы. Параметры модели в качестве примера принимали следующие значения: масса $m=200$ кг, амплитуда вертикальных перемещений основания $A_{mp}=0.0695$ м, период колебаний основания $T_o=1.8212$ с. Статическая силовая характеристика модели, используемая в качестве примера, и состоящая из трех линейных участков, приведена на рис. 4,а. Она выражалась системой из трех уравнений:

$$\begin{cases} F = 4881.768 \cdot z_1 + 198.984 & \text{при } (z_1 < -0.05); \\ F = 902.09 \cdot z_1 + 0 & \text{при } (-0.05 \leq z_1 \leq 0.05); \\ F = 4881.768 \cdot z_1 - 198.984 & \text{при } (0.05 > z_1), \end{cases} \quad (10)$$

где $z_1 = z - z_{op}$ – локальная координата виброзащищаемой массы на подвижном основании, относительно этого основания; z – вертикальная координата виброзащищаемой массы в неподвижной системе координат (абсолютная координата); $z_{op} = A_{mp} \cdot \sin(t \cdot \omega)$ – координата основания в неподвижной системе координат; A_{mp} – амплитуда заданных колебаний основания; $\omega = \frac{2\pi}{T_o}$ – угловая

(круговая) частота заданных колебаний основания; T_o – период колебаний основания.

Две сравниваемые характеристики полной силы трения приведены на рис. 4,б. Исходные параметры, совпадающие для формул (1) и (3), принимали одинаковые значения: $F_{brc}=148.205$ Н, $F_c=85.88$ Н, $b=169.14$ Н/(м/с). Несовпадающие параметры: $v_{brk}=0.059$ м/с (для формулы (1)), $v_{fc}=0.1718$ м/с (для формулы (3)).

Для моделирования вынужденных колебаний динамической виброзащитной системы методом Рунге-Кутты, находилось решение дифференциального уравнения:

$$m \cdot \ddot{z} + F_{ff} + F = 0, \quad (12)$$

где значения упругой силы виброзащитного механизма F и полной силы трения F_{ff} определялись по соответствующим приведенным выше характеристикам на основе текущих значений локальной координаты (деформации) виброзащитного механизма z_1 и ее производной по времени $v_1 = \dot{z}_1$, которые в свою очередь, зависят от текущих жестко заданных значений перемещения основания z_{op} и его производной.

На рис. 4, в, для двух характеристик трения, приведенных на рис. 4,б, приведены временные зависимости абсолютной координаты массы в установившемся режиме колебаний (с 490 до 500 с времени моделирования).

Амплитуда абсолютной координаты массы в неподвижной системе координат при использовании формулы (3) в рассматриваемом примере уменьшилась в 1.5 раза, с 0.0676 м до 0.0444 м (рис. 4,в).

5. Заключение

Предложенное В.А. Корнатовым в [11], доработанное и дополненное авторами аналитическое выражение полной силы трения от скорости поступательного движения (характеристика трения) позволяет приблизить форму получаемой кривой к характерному виду экспериментальных кривых характеристик трения на всем диапазоне изменения поступательной скорости. В сравнении с известным общепринятым выражением полной силы трения, используемым, в том числе, в

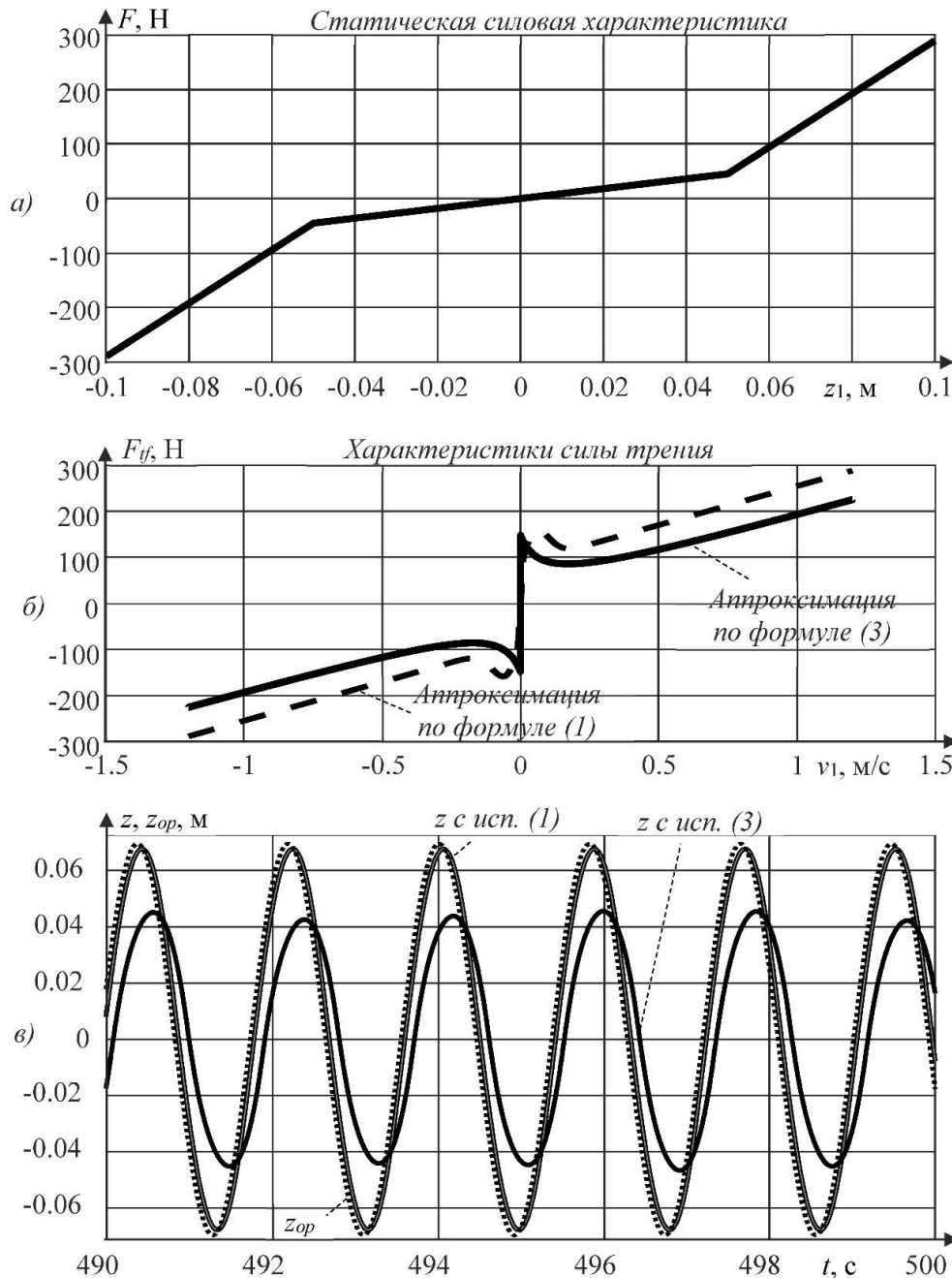


Рис. 4. Статическая силовая характеристика исследуемой виброзащитной системы (а), характеристики силы трения (б) и временные зависимости абсолютных координат массы (в) при использовании двух характеристик трения (примеры)

весьма распространенном в нашей стране и за рубежом прикладном программном математическом пакете, предложенное выражение характеристики трения обеспечивает точное совпадение значений функции в точках локальных экстремумов с заданными значениями силы трения отрыва и силы трения Кулона. Экстремальные значения аргумента скорости в предложенном выражении, в отличие от общепринятого, точно совпа-

дают с заданными. Для этого в явном виде получены обладающие новизной аналитические формулы входящих в предложенное выражение полной силы трения независимых параметров. Аргументы предложенной функции полной силы трения выражены через значения параметров, имеющих простой физический смысл: сил трения отрыва и Кулона, а также скорости в точке локального минимума полной силы трения.

Использование предложенного выражения для аппроксимации полной силы трения дает значения последней, существенно отличающиеся от полученных по известной общепринятой формуле, при одинаковых значениях аргументов: сил трения отрыва и Кулона, а также скорости в точке локального минимума. Средняя относительная погрешность значений полной силы трения, вычисленных по известной общепринятой формуле, для рассматриваемых в качестве примера данных натурального эксперимента, получилась на порядок больше, чем средняя относительная погрешность при использовании предложенной формулы.

Моделирование динамического процесса вынужденных поступательных колебаний массы сиденья оператора строительной машины на виброзащитной подвеске с заданными характеристиками (статической силовой и характеристикой трения), при использовании двух формул характеристики трения (общепринятой и предложенной), подтвердило, что возможны значительные расхождения в получаемых результатах. Что говорит о существенном влиянии вида характеристики трения на характер движения, в ча-

стности, вынужденных колебаний динамической системы. Амплитуда абсолютных значений координат массы в рассматриваемом примере уменьшилась в 1.5 раза. Необходимо отметить, что подобные многократные расхождения в результатах динамического моделирования при использовании известного и предложенного выражений полной силы трения, наблюдаются далеко не всегда, а лишь при определенных сочетаниях множества прочих параметров динамической системы. Но приведенный пример показывает, что вид и форма характеристики трения может оказывать качественное влияние на характер перемещений системы.

Предложенное аналитическое выражение полной силы трения совместно с двумя другими, которые выражают параметры первого через силы трения отрыва и Кулона, а также скорость в точке локального минимума, может быть использовано для аппроксимации экспериментально полученных кривых трения, при математическом описании и исследовании динамических виброзащитных систем, таких как виброзащитные механизмы сидений операторов строительных и дорожных машин.

Список литературы

1. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. No. 3. P. 241-261.

DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080

2. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings // *Global journal of environmental science and management*. 2022. Vol. 8. No. 2. Pp. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08

3. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11. No. 5.

DOI: 10.1177/1687814019849988

4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba

References

1. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*. 2014, Vol. 21, No. 3, pp. 241-261.

DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080

2. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings. *Global journal of environmental science and management*, 2022, Vol. 8, No. 2, pp. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08

3. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system. *Advances in mechanical engineering*, 2019, Vol. 11, No. 5.

DOI: 10.1177/1687814019849988

4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba

L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. Pp. 012059. doi: 10.1088/1742-6596/944/1/012059

5. Stenlund T., Lundstrom R., Lindroos O. Seated postural loads caused by shock-type whole-body vibration when driving over obstacles // *International journal of forest engineering*. 2020. Vol. 31. No. 3. P. 184-191. DOI: 10.1080/14942119.2020.1761745

6. Кузьмин В.А., Федоткин Р.С., Крючков В.А. Разработка имитационной модели для оценки эффективности виброзащиты системы поддрессорования колесного сельскохозяйственного трактора класса 4 // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2018. № 2 (27). С. 340-347.

7. Seong-Hwan Kim. Dal-Seong Yoon. Gi-Woo Kim. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. P. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

8. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791(1). P. 012015. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012015

9. Chang. Y., Zhou. J., Wang. K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // *Journal of sound and vibration*. 2021. Vol. 494. P. 115859. doi: 10.1016/j.jsv.2020.115859

10. Li H., Li Y., Li J. Negative stiffness devices for vibration isolation applications: A review // *Advances in Structural Engineering*. 2020. Vol. 23(8). P. 1739-1755. DOI: 10.1177/1369433219900311

11. Koronotov V. About correct application of Coulomb's law when using experimental characteristics of friction. Approximation of Stribeck's curve // *Systems. Methods. Technologies*. 2019. P. 35-43. DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-35-43

12. Friction in contact between moving bodies – MATLAB (website: <https://www.mathworks.com/help/phymod/si>

L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059

5. Stenlund T., Lundstrom R., Lindroos O. et al. Seated postural loads caused by shock-type whole-body vibration when driving over obstacles. *International journal of forest engineering*, 2020, Vol. 31, No. 3, pp. 184-191. DOI: 10.1080/14942119.2020.1761745

6. Kuzjmin V.A., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A. Razrabotka imitatsionnoy modeli dlya otsenki effektivnosti vibrozashchity sistem podressorivaniya kolesnogo selskokhozyaystvennogo traktora klassa 4. *Innovatsii v selskom khozyaystve*, 2018, No. 2 (27), pp. 340-347. (In Russian)

7. Seong-Hwan Kim. Dal-Seong Yoon. Gi-Woo Kim. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2020, pp. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

8. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791(1), pp. 012015. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012015

9. Chang. Y., Zhou. J., Wang. K. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *Journal of sound and vibration*, 2021, Vol. 494, pp. 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859

10. Li H., Li Y., Li J. Negative stiffness devices for vibration isolation applications: A review. *Advances in Structural Engineering*, 2020, Vol. 23(8), pp. 1739-1755. DOI: 10.1177/1369433219900311

11. Koronotov V. About correct application of Coulomb's law when using experimental characteristics of friction. Approximation of Stribeck's curve. *Systems. Methods. Technologies*, 2019, pp. 35-43. DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-35-43

12. Friction in contact between moving bodies – MATLAB (website: <https://www.mathworks.com/help/phymod/si/mscape/ref/translationalfriction.html>).

mscape/ref/translationalfriction.html).

13. Pennestri E., Rossi V., Salvini P., Valentini P.P. Review and comparison of dry friction force models // *Nonlinear Dynamics*. 2016. Vol. 83. DOI: 10.1007/s11071-015-2485-3

14. Cohn S. *Dynamic friction measurement. modeling. and compensation for precise motion control*: Thesis. New Jersey Institute of Technology. 1998. 103 p.

‡
‡ 13. Pennestri E., Rossi V., Salvini P.,
‡ Valentini P.P. Review and comparison of dry
‡ friction force models. *Nonlinear Dynamics*,
‡ 2016, Vol. 83. DOI: 10.1007/s11071-015-2485-
‡ 3

‡ 14. Cohn S. *Dynamic friction measurement.*
‡ *modeling. and compensation for precise motion*
‡ *control*. Thesis. New Jersey Institute of Tech-
‡ nology. 1998. 103 p.