

УДК 629. 336

DOI: 10.46960/1816-210X_2021_3_107

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЛЕБАНИЙ МАШИНЫ
С ДВИЖИТЕЛЯМИ ТИПА «ШНЕК-РОТОР»****И.Г. Куклина**

ORCID: 0000-0002-2397-4604 e-mail: kuklina@rambler.ru

Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет
*Нижний Новгород, Россия***Д.С. Мокеров**

ORCID: 0000-0002-5747-5993 e-mail: mokerov90@bk.ru

Нижегородский государственный педагогический университет им. К. Минина
Нижний Новгород, Россия

Рассматривается задача математического моделирования процесса колебаний шнека-ротора в подшипниках при проведении натурных испытаний на моделях и в ходе построения математического описания колебательного и вибрационного взаимодействия движителя и опорных конструкций. Описаны основные математические зависимости и их применение при исследовании движения роторно-винтовой машины по пресеченной местности. Продемонстрированы программные комплексы, полученные при помощи универсального математического редактора *MathCAD*, 3D-модели шнека-ротора, полученные в инженерном процессоре визуализации *Inventor* и обработанные под воздействием усилий. С помощью метода конечных элементов доказана правильность полученных формулировочных концепций. Получены графики амплитудно-частотных и фазо-частотных колебательных характеристик, точно описывающих вибрационные нагружения на опоры шнека-ротора машины. В результате проведенных математических и экспериментальных исследований получены интервалы нахождения выраженных максимумов вертикальных виброускорений на промежутках от 1 до 2,5 Гц. Данные отличаются от аналогичных характеристик грузовых автомобилей при их перемещении по заснеженному бездорожью. Испытания проводились при помощи модельных образцов машин на снежном основании.

Ключевые слова: колебания, моделирование, шнек-ротор, заснеженное бездорожье, *MathCAD*, амплитудно-частотные характеристики.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Куклина, И.Г. Автоматизация исследований колебаний машины с движителями типа «шнек – ротор» / И.Г. Куклина, Д.С. Мокеров // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2021. № 3. С. 107-116.
DOI: 10.46960/1816-210X_2021_3_107

**AUTOMATING INVESTIGATIONS IN THE VIBRATIONS OF A MACHINE
WITH SCREW-ROTOR PROPULSION UNITS****I.G. Kuklina**

ORCID: 0000-0002-2397-4604 e-mail: kuklina@rambler.ru

Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering
*Nizhny Novgorod, Russia***D.S. Mokerov**

ORCID: 0000-0002-5747-5993 e-mail: mokerov90@bk.ru

Minin Nizhny Novgorod State Pedagogical University
Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The problem of mathematical simulation of the process of vibration of a screw-rotor in bearings is considered while conducting full-scale tests on models and building the mathematical description of the oscillatory and vibrational interaction of the propulsion unit and supporting structures. The basic mathematical dependencies and their application for investigating the movement of a rotor-screw machine over a rugged terrain are described. Program complexes obtained using general-purpose mathematical editor *MathCAD* are demonstrated. The 3D models of the screw-

rotor obtained with the *Inventor* visualization engineering processor and processes under action of forces were demonstrated. The finite-element method was used to prove the correctness of the obtained statement concepts. The vibrational amplitude-frequency and phase response curves accurately describing the vibrational loads on the supports of the machine's screw-rotor were obtained. The mathematical research and experimental investigations yielded the intervals of pronounced maximums of vertical vibrational accelerations in the range of 1-2,5 Hz. The data differ from similar characteristics of motor trucks during their movement over snow-covered roadless terrain. Tests were conducted using model samples of machines on a mantle of snow.

Key words: vibrations, simulating, screw-rotor, snow-covered roadless terrain, *MathCAD*, amplitude-frequency response curves.

FOR CITATION: I.G. Kuklina, D.S. Mokerov. Automating investigations in the vibrations of a machine with screw-rotor propulsion units. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2021. № 3. Pp. 107-116.
DOI: 10.46960/1816-210X_2021_3_107

Введение

Целью проведения расчета колебаний машины, имеющей движители-роторы, является расчет скоростей движения и определения длин неровностей, влияющих на неблагоприятные последствия работы оператора и пассажиров транспортного средства. Ученые и исследователи Нижегородского государственного технического университета им П.Е. Алексеева – разработчики машин повышенной проходимости – долгое время работают над определением сочетания оптимальных скоростей движения и размеров однородных неровностей бездорожья, наиболее неблагоприятных для появления пиковых значений виброускорений кузова транспортно-технологического средства, руководствуясь понятием подвижности как интегрального эксплуатационного свойства транспортно-технологических машин, определяют ее способность выполнять поставленную задачу с оптимальной результативностью [1-3].

Уникальность расчета колебаний роторно-винтовой машины заключается в том, что перемещения от воздействия опорного основания передней части ротора сразу же передаются на заднюю подвеску, а вибронагрузка – на оператора и пассажиров автотранспортного средства четко зависит от слаженной работы обеих подвесок и возможного уравнивания при наложении колебательных процессов [4-5]. Для наглядного представления влияния затухания колебательных процессов на скорость перемещения опоры ротора относительно кузова машины при вибронагрузках выводятся формульные зависимости колебательных процессов и по ним получают графические зависимости кривых затухания. Графические зависимости необходимы для получения оптимальных значений процесса затухания виброперемещений кузова. Выбрав необходимые характеристики упруго-вязкой подвески и получив коэффициент затухания колебательных процессов $\psi = 0.15 \div 0.25$, можно снизить величины колебаний кузова $z \leq 200$ мм до относительно небольших значений $z \leq 40$ мм практически за один-два периода. Если происходит увеличение параметров затухания, колебания снижаются медленнее [6]. *MathCAD* как высокоуровневая система автоматизированных математических расчетов позволяет не просто получить графическое отображение колебательных процессов, но и при правильном настроенном процессоре программирования *SmartMath* дает возможность получить математический аппарат динамики винтовых шнеков-роторов как движителей транспортно-технологических комплексов при перемещении по пресеченной местности.

Теоретические исследования

Автоматизированный расчет колебательных процессов транспортно-технологического средства производится в системе унифицированных математических процессоров *MathCAD* и моделирует вибрационные нагрузки на агрегаты машины при перемещении машины с движителями шнеко-роторами по заснеженному бездорожью.

Допущения

При создании математического комплекса расчетов колебательных и вибрационных процессов были приняты следующие допущения:

- кузов и шнеки-роторы представляются в виде абсолютно жестких тел;
- сообщение кузова и движителей (шнеков-роторов) происходит через упруго-вязкую подвеску;
- трассой перемещения транспортно-технологического средства выступает заснеженное бездорожье (описано В.А. Шапкиным);
- налипание снега на шнеки-роторы отсутствует.

Основные уравнения в модели движения

Рассматривая наиболее общий случай, когда транспортно-технологическое средство оснащено амортизаторами, примем следующий вид уравнений движения (1) при координатах z_1 и z_2 и вид (2) при координатах z_0 и α . Расчетная схема для математического описания процесса колебаний отражена на рис. 1.

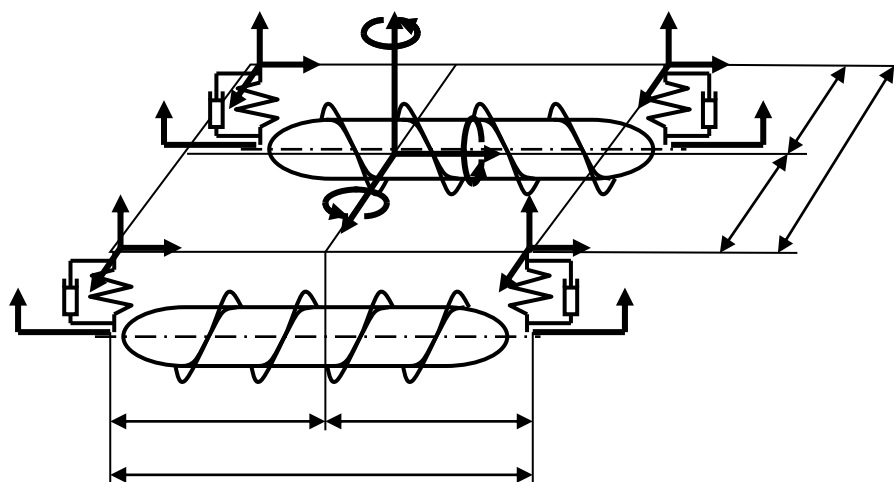


Рис. 1. Общий вид трехмассовой системы колебаний машины с движителями-шнеками

Fig. 1. General view of a three-mass system of vibrations of a machine with screw propulsion units

$$z_1 + \ddot{2}h_{10}z_1 + w_1^2z_1 + \mu_{a1}z_2 = 0; z_2 + 2h_{20}z_2 + w_2^2z_2 + \mu_{a2}z_1 = 0 \quad (1)$$

$$\begin{cases} z_0 + 2h_{z0} + wz^2z_0 - \mu_{b1}\alpha - \mu_{b1}\alpha = 0; \\ \alpha + 2h_{\alpha0}\alpha + w_{\alpha}^2\alpha - \mu_{b2}z_0 - \mu_{b2}z_0 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

$h_{10} = \frac{k_1}{M_1}$; $h_{10} = \frac{k_2}{M_2}$ – коэффициенты сопротивления передней и задней частей кузова.

При вертикальных и угловых колебаниях кузова транспортно-технологического средства коэффициенты сопротивления амортизаторов при условии, что $k_1l_1 = k_2l_2$ и $c_1l_1 = c_2l_2$ будут (3):

$$h_{z0} = \frac{k_1+k_2}{M}; h_{\alpha0} = \frac{k_1l_1^2 - k_2l_2^2}{Mp_2^2}, \quad (3)$$

а коэффициенты связи (4):

$$\mu_{\alpha1} = \frac{k_1l_1 - k_2l_2}{M_1} \text{ и } \mu_{b2} = \frac{k_1l_1 - k_2l_2}{M_2}. \quad (4)$$

Для получения характеристического уравнения колебательного процесса [7] принимается решение последних двух уравнений в виде Ae^{wt} . Получаем уравнения (5):

$$z_1 = A_1 e^{wt}; z_2 = A_2 e^{wt}. \tag{5}$$

Подставляя решения (5) в уравнение (2) и сокращая на общий множитель e^{wt} , получаем (6):

$$\begin{cases} A_1(w^2 + 2h_{10}w - w_1^2) + A_2\mu_{a1}w^2 = 0; \\ A_1\mu_{a2}w^2 + A_2(w^2 + 2h_{20}w + w_2^2) = 0. \end{cases} \tag{6}$$

Характеристическое уравнение в данном случае можно получить путем вывода из уравнений амплитуды A_1 и A_2 (7):

$$(1 - \mu_a^2)w^4 + 2(h_{10} + h_{20})w^3 + (w_1^2 + w_2^2 + 4h_{10}h_{20})w^2 + 2(h_{10}w_2^2 + h_{20}w_1^2)w + w_1^2w_2^2 = 0 \tag{7}$$

Решением представлены четыре комплексных корня уравнения с отрицательной вещественной частью (8):

$$\begin{cases} w_1 = -h_1 - iQ_1; w_3 = -h_1 - iQ_1; \\ w_2 = -h_1 - iQ_2; w_4 = -h_2 - iQ_1; \end{cases} \tag{8}$$

Введенные коэффициенты h_1 и h_2 – коэффициенты сопротивления; Q_1 и Q_2 – собственные частоты колебаний кузова.

Решение уравнений (8) представлено ниже (9):

$$\begin{cases} z_1 = z_{11}e^{-h_1t} \sin(Q_1t + \varphi_{11}) + z_{12}e^{-h_2t} \sin(Q_2t + \varphi_{12}); \\ z_2 = z_{11}e^{-h_1t} \sin(Q_1t + \varphi_{11}) + z_{12}e^{-h_2t} \sin(Q_2t + \varphi_{12}); \end{cases} \tag{9}$$

В классических расчетах колебательных процессов коэффициенты сопротивления рассматриваются с применением понятий о парциальных и связанных значениях [7]. Коэффициенты сопротивления из уравнений (3) приравниваются к h_{z0} , h_{a0} , если система является связанной, то данные величины будут h_1 и h_2 . Относительное затухание будет характеризоваться парциальными значениями коэффициентов $\varphi_{z0} = \frac{h_{z0}}{w_2}$ и $\varphi_{a0} = \frac{h_{a0}}{w_a}$. Коэффициенты для связанной системы примут вид $\varphi_1 = \frac{h_1}{w_1}$ и $\varphi_1 = \frac{h_2}{w_2}$.

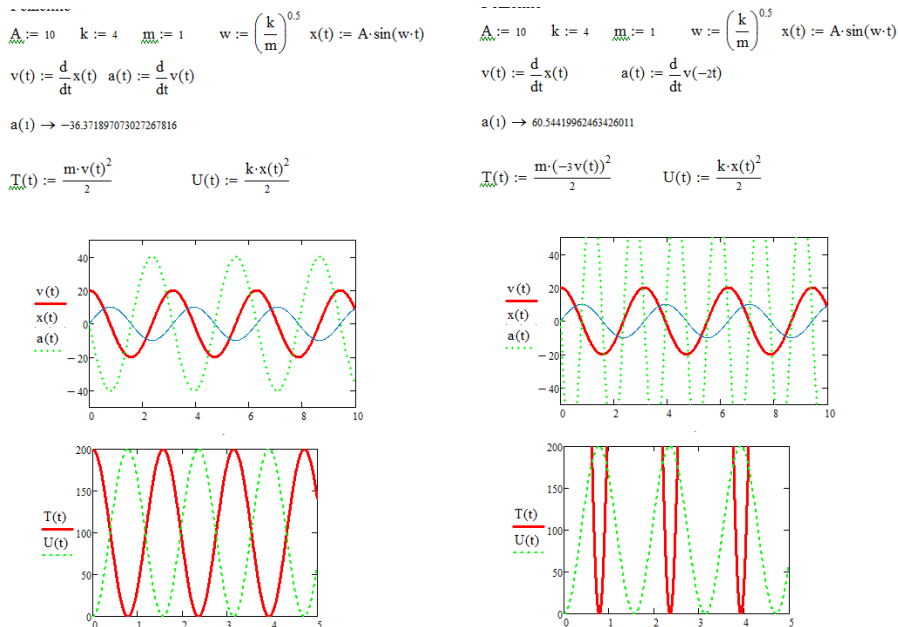


Рис. 2. Графическое решение перемещений и скоростей машины с движителями-шнеками

Fig. 2. Graphic solution of movements and speeds of a machine with screw propulsion units

Дисперсия выходной координаты колебательной системы, как правило, является основополагающей характеристикой для рассмотрения колебательной системы ротор-опора (10):

$$\bar{z}_i^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{z_l}(\omega) d\omega = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty |W_{il}|^2 S_{Q_{cj}}(\omega) d\omega, \quad (10)$$

где $S_{z_l}(\omega)$ и $S_{Q_{cj}}$ – спектральные плотности выходной и входной координат; $|W_{il}|^2$ – передаточная функция.

Рассчитывая подрессоренные системы шнеков-роторов используют численный метод определения среднего квадрата переменных, множители $|W_{il}|^2$ и $S_{Q_{cj}}$ выражения при этом вычисляются отдельно, затем производится перемножение соответствующих значений.

Метод Лаплас-трансформации математического процессора *MathCAD* производит решение системы дифференциальных уравнений перемещений шнека-ротора, получает графическое решение и, выполняя энергетические расчеты, определяет характеристики измененных величин перемещений, скоростей и ускорений [9]. Реакции колебательной системы транспортно-технологического средства на внешнее воздействие однозначно определяются при помощи амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик, специальные операторные функции при этом пересчитываются для конкретных точек кузова машины.

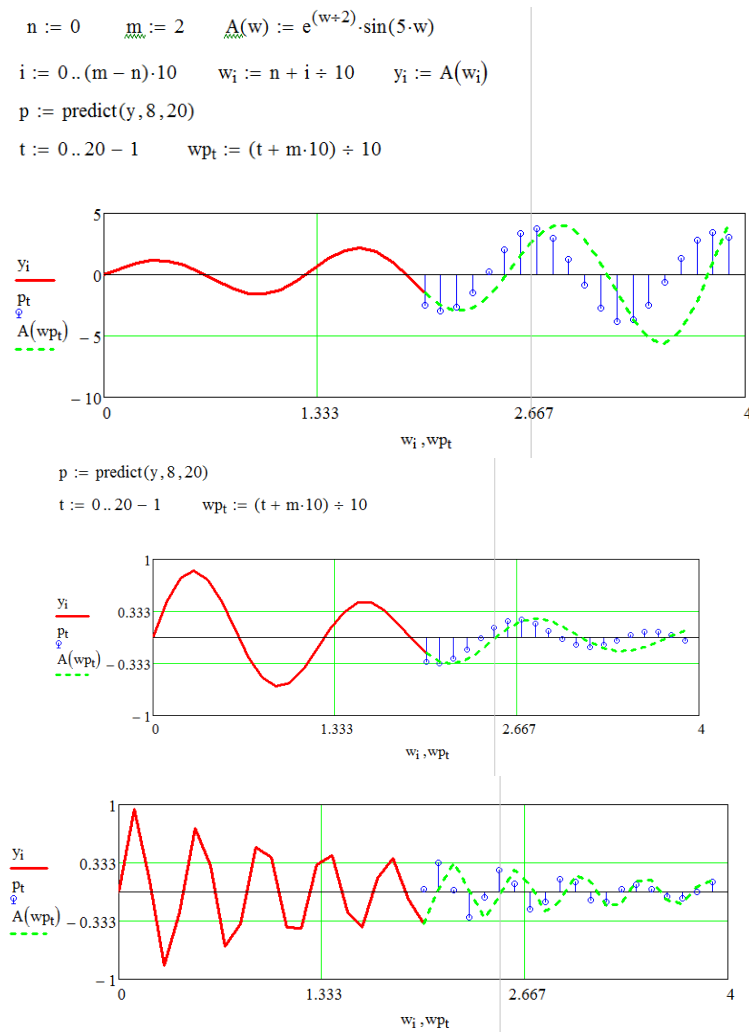


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики колебаний машины

Fig. 3. Amplitude-frequency response curves of machine vibrations

Качественный анализ спектральных характеристик, выполненный в математическом процессоре посредством программирования и позволивший получить графическое описание режимов работы упруго-вязкой подвески (рис. 3), позволяет без выполнения точных вычислений определить опасные режимы колебательных процессов. Интересен момент (первый график на рис. 3), когда происходит увеличение амплитуды колебаний, т.е. демонстрируется возможность выхода из строя амортизаторов подвески транспортно-технологического средства.

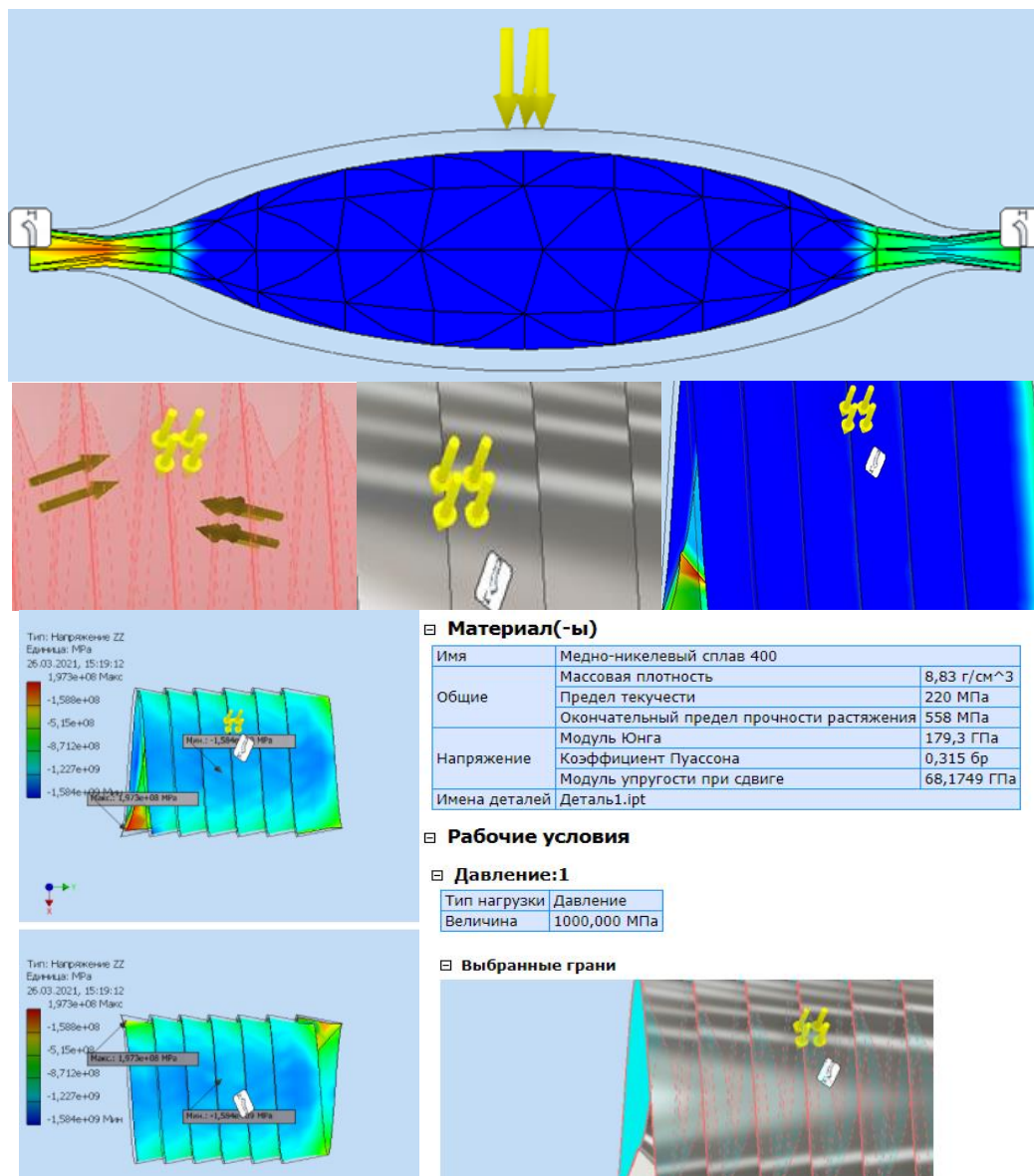


Рис. 4. Проведение автоматизированного эксперимента в Autodesk Inventor

Fig. 4. Automated experiment using Autodesk Inventor

После получения амплитудно-частотных характеристик производилось вычисление размеров напряжений в корпусе шнека-ротора производилось при помощи встроенного процессора Autodesk Inventor. Определения состояний напряжений в плоских шнеках-роторах и в элементах навивки на роторы производилось отдельно и в статическом режиме, что является достаточно серьезным допущением в инженерных расчетах [10]. В процессе общего анализа напряжений задаются пограничные условия, выясняются возможные допустимые напряжения при выбранном материале и определении опорных реакций на подшипниковых

узлах шнека-ротора. Менялись функциональные параметры автоматизированных расчетов: структурный статический и модальный анализ, адаптивные элементы, контролирующие точность результатов, ширина диапазона нагрузочных условий, изменение условий контакта движителя и опор, изменение геометрических характеристик самого шнека-ротора и вида навивки, типы сетки.

После проведения множественных автоматизированных экспериментов в программном продукте *Autodesk Inventor*, при которых рассматривались разные виды материалов выполнения движителя, проектная толщина оболочки шнека-ротора и величины подшипниковых узлов. После выбора материала просматривались и устанавливались (если это требовалось настройкой программного комплекса) величины «плотность», «предел текучести», «модуль Юнга» [11]. Отдельно проставлялся коэффициент Пуассона как к шнеку-ротору (имеющему расчетный коэффициент в каждом конкретном случае), так и к плоскости винтовой навивки. Полученный цифровой прототип расчетной модели шнека-ротора в значительной степени сокращает скорость расчетов и вывода формульных зависимостей расчета геометрических размеров движителей машины, оптимальных для снижения уровня колебательных процессов. Отдельно были заданы силовые нагрузки от контакта шнека-ротора и опорной поверхности в виде заснеженного бездорожья.

Особого рассмотрения требует процесс построения модели автоматизированного проектирования и моделирования работы шнека-ротора как тела вращения. Одно из допущений приведенных экспериментов – колебания в задней и передней подвесках происходят совершенно независимо друг от друга. Но именно угловые перемещения кузова в значительной степени зависят от неблагоприятного сдвига по фазе воздействий на начало и конец шнека-ротора. При решении задач, когда учитывается перемещение центра тяжести водителя (а это, практически, самый главный расчетный параметр) определяются величины колебаний определяющей точки кузова (их вертикальные \dot{z}_A и горизонтальные \dot{x}_A составляющие).

При исследовании, как правило, рассматриваются перемещения определенных точек кузова (часто это точки по периметру). Перемещения данных точек представляют собой продольное колебание с ускорением \dot{z}_0 , а, так же, поворот вокруг осей с центростремительным ускорением $\dot{\alpha}^2 R$ и касательным ускорением $\dot{\alpha} R$.

Программный комплекс *Autodesk Inventor* предоставляет великолепные возможности для непосредственного моделирования напряженного состояния материала шнека-ротора, которое учитывает ускорения точек кузова машины (11):

$$\dot{z}_A = \dot{z}_0 - \ddot{\alpha} l_c + \alpha^2 h_c; |\dot{x}_A| = \ddot{\alpha} h_c + \alpha^2 l_c. \quad (11)$$

В расчетах колебаний транспортно-технологического средства наиболее важны поперечные перемещения (рис. 1), получившие три степени свободы [12]. Положение масс вибрации кузова машины определяется угловыми координатами β , β_{k1} и β_{k2} . Если ζ_l и ζ_n – вертикальные перемещения тяжести неподдрессоренной части $\zeta = \frac{\zeta_l - \zeta_n}{2}$, а поперечный угол наклона $\beta_k = \frac{\zeta_l - \zeta_n}{2d}$. Поперечные колебания шнеков-роторов можно описывать координатами ζ , β_k независимо от типа направляющего устройства подвески.

Экспериментальные исследования

Предложенная концепция измерения виброперемещений элементов машин позволила:

- определить величину фазового сдвига между излученным и отраженным сигналами от кузова и движителя транспортно-технологического средства;
- исключить необходимость предварительной обработки поверхности исследуемого элемента машины;
- применить разработанный метод в исследовании параметров вибрации элементов строительных и дорожных машин.

Следующим этапом стало проведение непосредственно эксперимента с применением небольшой модели транспортно-технологического средства (роторно-винтовой машины).



Рис. 5. Модель шнеко-роторной машины для проведения экспериментов

Fig. 5. Model of a screw-rotor machine for experiments

При проведении экспериментов учитывались все масштабные характеристики как самого транспортно-технологического средства, так и опорной снежной поверхности. Учитывая основные параметры, необходимые для расчетов вибрационных и колебательных нагрузок: геометрические размеры транспортно-технологического средства и скорости перемещения исследуемых точек кузова, выводятся пропорции для метрических параметров [14]. Изучается масштабная модель РВМ и машина РВМ ЛФМ-66, подобие которых возможно только если (12-13):

$$\omega_M \cdot T_M = \omega_H \cdot T_H; \frac{C_{PM} \cdot A_M}{Q_{CM}} = \frac{C_{PH} \cdot A_H}{Q_{CH}}; \frac{\omega_M \cdot A_M}{(\dot{z}_{max})_M} = \frac{\omega_H \cdot A_H}{(\dot{z}_{max})_H}, \quad (12)$$

$$\frac{\omega_M \cdot A_M}{(\dot{z}_{max})_M} = \frac{\omega_H \cdot A_H}{(\dot{z}_{max})_H} \rightarrow (\dot{z}_{max})_H = \frac{\omega_H \cdot A_H \cdot (\dot{z}_{max})_M}{\omega_M \cdot A_M}, \text{ а } \omega_H = \frac{\omega_M \cdot T_M}{T_H}. \quad (13)$$

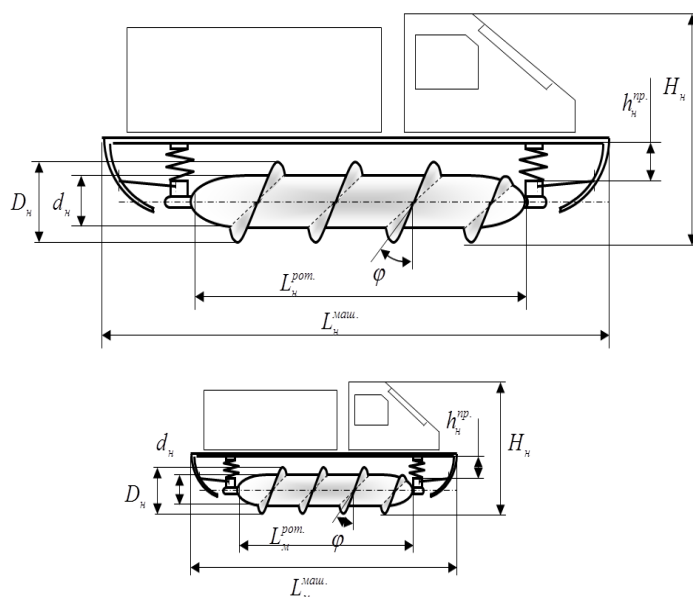


Рис. 6. Схема определения масштабируемых параметров шнеко-роторной машины

Fig. 6. Scheme for determining the scalable parameters of a screw-rotor machine

При перемещении машины в диапазоне скоростей $x_{a1} = 1$ м и $v_{a1} = 14 \frac{км}{ч}$. появляется галопирование кузова транспортно-технологического средства, а если использовать в расчетах формулы, приведенные в табл. 1, можно понять, что галопирование и подбрасывание задней части машины происходит при наезде на небольшие неровности. Интенсивное галопирование второй фазы обусловлено наездом передней части шнека-ротора на неровность высотой до полуметра [15]. Можно сделать следующее заключение о склонности транспортно-технологического средства с двигателями-роторами к галопированию. Вибрационные перемещения кузова машины вокруг продольной оси транспортно-технологического средства происходят при подъеме шнека-ротора более чем на величину от 0,3 м на скорости 14 км/ч, далее вибрации уменьшаются. Существенные угловые перемещения чаще обусловлены наездом на неровности шнеков-роторов в противофазе (когда левый шнек поднимается, а правый опускается под воздействием опорной поверхности) в интервале скоростей 14-30 км/ч.

Таблица 1.

Величины длин неровностей и скоростей движения при галопировании

Table 1.

Magnitudes of lengths of irregularities and movement speeds during rocking

Зоны галопирования	Нижняя граница	Наибольшее значение	Верхняя граница
Первая ($v = \Omega_1$)			
Длина неровностей в м	$\dot{s}_{a2} = 3.04$	$s_{a2} = 4.17$	$\ddot{s}_{a2} = 6.66$
Скорость движения в км/ч	$\dot{v}_{a2} = 12.2$	$v_{a2} = 16.7$	$\ddot{v}_{a2} = 26.5$
Вторая ($v = \Omega_2$)			
Длина неровностей в м	$\dot{s}_{a2} = 1.68$	$s_{a2} = 2.54$	$\ddot{s}_{a2} = 4.70$
Скорость движения в км/ч	$\dot{v}_{a2} = 8.3$	$v_{a2} = 13.1$	$\ddot{v}_{a2} = 19.5$

Наиболее неблагоприятные в виде проявления колебаний и галопирования скорости перемещения машины в пределах 8-14 км/ч. При этих скоростях происходят наибольшие отклонения при построении кривой $a(t)$. Для $v_a = 14 \div 18$ км/ч отклонения ускорений перемещений точек машины достигает максимума, длины неровностей опорной поверхности соответствующие указанному интервалу, составляют 1,5-2,0 м, т.е. наиболее встречающиеся снежные наносы на заснеженном бездорожье.

Библиографический список

1. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения. Научно-техническое издание: монография / под общ. ред. В.В. Белякова и А.П. Куляшова. – Нижний Новгород: ТАЛИАМ, 2004. – 961 с.
2. **Барахтанов, Л.В.** Проходимость автомобиля / Л.В. Барахтанов, В.В. Беляков, В.Н. Кравец. – Нижний Новгород: НГТУ, 1996. – 200 с.
3. **Beliakov, V.** Coastal monitoring of the Okhotsk Sea using an autonomous mobile robot/ V. Beliakov, [et al.] // Science of Tsunami Hazards, 2017, Vol. 36-1, P.1-12.
4. **Куклина, И.Г.** Вибронагруженность длинных винтовых роторов. – Saarbrücken: Издательство LAPLAMBERT Academic Publishing, 2013. – 137 с.
5. **Kuklina, I.G.** La Dinamica de terreno Maquinas / I.G. Kuklina // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – Vienna, Austria, 2014. – pp. 48-51.
6. **Тондл, А.** Автоколебания механических систем / А. Тондл. – М.: Мир, 1979. – 429 с.
7. **Gordeev, V.A., Okhulkov, S.N.** Reducing transient vibrations due to rotating shafts / V.A. Gordeev, S.N. Okhulkov // Russian Engineering Research, 2018. – Vol. 38 № 5. – pp. 335-342
8. **Кельзон, А. С.** Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев. – Л., Машиностроение, 1977. – 288 с.

9. **Kramer, J.** Performance of the StreetMapper Mobile LiDAR Mapping System in «Real World» Projects» / J. Kramer, G. Hunter // Photogrammetric Week '07, 2007, P. 215-225.
10. **Kurkin, A.** Autonomous Mobile Robotic System for Environment Monitoring in a Coastal Zone / A. Kurkin [et al.] // Procedia Computer Science, 2017, Vol. 103, P. 459-465
11. **Агейкин, Я.С.** Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
12. **Kuklina, I.G.** Application of unified modeling language for solving engineering // Materials of the international scientific practical conference, Taraz, may 30-31, 2013 / publishing office «Development of applied mathematics». – Taraz, Kazakhstan, 2013. – pp. 84-94.
13. **Wübbold, F.** Application of an autonomous robot for the collection of nearshore topographic and hydrodynamic measurements / F. Wübbold [et al.] // Coastal Engineering Proceedings, 2015, 1. – P.53.
14. **Makarov, V.** Study of trafficability conditions of typical soils of coastal zones of sakhalin island (Russian Federation) / V. Makarov [et al.] // Paper presented at the 19th International and 14th European-African Regional Conference of the ISTVS, 2017.
15. **Беляков, В.В.** Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин / В.В. Беляков [и др.] // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2013. №3(100). С. 145-175.

*Дата поступления
в редакцию: 15.01.2021*