



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2006121024/28, 13.06.2006

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
13.06.2006

(43) Дата публикации заявки: 27.12.2007

(45) Опубликовано: 10.01.2009 Бюл. № 1

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: RU 2003126831 A, 20.02.2005. RU
94043146 A1, 10.10.1996. SU 1133498 A1,
07.01.1985. JP 6074883 A, 18.03.1994.

Адрес для переписки:

344038, г.Ростов-на-Дону, пл. Полка народного
ополчения, 2, РГУПС, НИЧ

(72) Автор(ы):

Шаповалов Владимир Владимирович (RU),
Челохьян Александр Вартанович (RU),
Лубягов Александр Михайлович (RU),
Воробьев Владимир Борисович (RU),
Щербак Петр Николаевич (RU),
Озябкин Андрей Львович (RU),
Могилевский Виктор Анатольевич (RU),
Окулова Екатерина Станиславовна (RU),
Шуб Михаил Борисович (RU),
Бутов Эдуард Соломонович (RU),
Кикичев Шамиль Владимирович (RU),
Зайкин Денис Сергеевич (RU),
Родин Александр Евгеньевич (RU),
Коновалов Дмитрий Сергеевич (RU),
Александров Анатолий Александрович (RU),
Харламов Павел Викторович (RU),
Воронин Владимир Николаевич (RU),
Шапошников Игорь Александрович (RU)

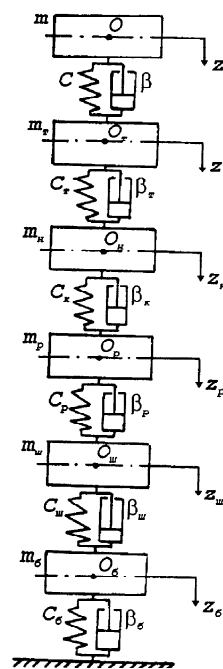
(73) Патентообладатель(и):

Шаповалов Владимир Владимирович (RU)

(54) СПОСОБ ИСПЫТАНИЙ УЗЛОВ ТРЕНИЯ

(57) Реферат:

Изобретение относится к способам испытаний узлов трения механических систем. Сущность: механические системы объектной и модельной фрикционных механических систем (ФМС) состоят из подсистем. Механические подсистемы описываются системой аналогичных линеаризованных дифференциальных уравнений, а процессы, протекающие на фрикционном контакте (ФК) «объекта» и «модели», описываются аналогичными математическими моделями, уравнениями регрессии, получаемыми при натурном эксперименте. Между параметрами «объекта» и «модели» обеспечивается требуемое соотношение. Измерение трибопараметров ФМС осуществляется во время проведения испытаний. Коэффициент трения представляется в виде комплексной функции. Одновременно выполняется контроль и фиксирование удельной площади касания в реальном масштабе времени. Значение контактной температуры определяется формулой. Технический результат: повышение достоверности результатов. 13 ил.



Фиг. 1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(51) Int. Cl.

G01N 3/56 (2006.01)

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: 2006121024/28, 13.06.2006

(24) Effective date for property rights: 13.06.2006

(43) Application published: 27.12.2007

(45) Date of publication: 10.01.2009 Bull. 1

Mail address:

344038, g.Rostov-na-Donu, pl. Polka narodnogo
opolchenija, 2, RGUPS, NICH

(72) Inventor(s):

Shapovalov Vladimir Vladimirovich (RU),
Chelokh'jan Aleksandr Vartanovich (RU),
Lubjagov Aleksandr Mikhajlovich (RU),
Vorob'ev Vladimir Borisovich (RU),
Shcherbak Petr Nikolaevich (RU),
Ozjabkin Andrej L'vovich (RU),
Mogilevskij Viktor Anatol'evich (RU),
Okulova Ekaterina Stanislavovna (RU),
Shub Mikhail Borisovich (RU),
Butov Ehdvard Solomonovich (RU),
Kikichev Shamil' Vladimirovich (RU),
Zajkin Denis Sergeevich (RU),
Rodin Aleksandr Evgen'evich (RU),
Konovalov Dmitrij Sergeevich (RU),
Aleksandrov Anatolij Aleksandrovich (RU),
Kharlamov Pavel Viktorovich (RU),
Voronin Vladimir Nikolaevich (RU),
Shaposhnikov Igor' Aleksandrovich (RU)

(73) Proprietor(s):

Shapovalov Vladimir Vladimirovich (RU)

(54) FRICTIONAL UNIT TEST TECHNIQUE

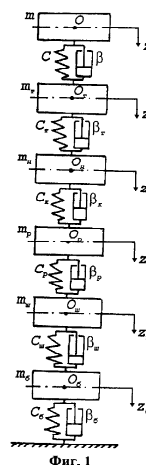
(57) Abstract:

FIELD: physics; testing.

SUBSTANCE: invention refers to mechanical frictional unit test techniques. Mechanical systems of object and model friction mechanical systems (FMS) consist of subsystems. Mechanical subsystems are described by combined similar linearised differential equations, while processes on frictional contact (FC) of "object" and "model" are described by similar mathematical models, regression equation received at natural experiment. Required "object" and "model" parameter ratio is provided. Triboparameters FMS are measured while testing. Friction factor is represented as complex function. It is accompanied with real time control and fixation of contact specific area. Contact temperature is defined by formula.

EFFECT: higher validation.

13 dwg



Изобретение относится к способам испытаний узлов трения механических систем.

Известен способ определения эксплуатационных условий при испытании узлов трения [1], заключающийся в том, что регистрируют высокочастотные колебания сил контактного взаимодействия в узле трения и проводят гармонический анализ их спектра колебаний, по результатам которого определяют условия эксплуатации узла трения.

Недостатком этого способа является недостаточная достоверность результатов, что обусловлено невозможностью учета влияния динамических процессов, протекающих в механической системе и на фрикционном контакте узла трения, обеспечения идентичности условий протекания процессов трения и изнашивания.

Наиболее близким к описываемому решению является способ определения эксплуатационных условий [2] при испытании узлов трения, заключающийся в том, что испытания проводят на физической модели с необходимым числом сосредоточенных масс, обеспечивая равенство условий трения, логарифмических декрементов затухания и частот колебаний модели и узла, при этом регистрируют высокочастотные колебания сил контактного взаимодействия в узле трения и проводят гармонический анализ их спектра колебаний, по результатам которого определяют условия эксплуатации узла трения.

Недостатком способа прототипа является необходимость применения сосредоточенных масс, размещение которых в необходимых «точках» в некоторых случаях вызывает значительное осложнение, а во многих не представляет возможности, что влечет за собой недостаточную достоверность результатов. Кроме того, измерение параметров микрогеометрии поверхности трения при использовании способа прототипа производится по окончании проведения испытаний, что, в свою очередь, также приводит к снижению достоверности результатов.

Технической задачей заявляемого решения является повышение достоверности результатов определения эксплуатационных условий при испытании узлов трения.

Поставленная задача достигается тем, что в заявляемом способе механические системы объектной и модельной фрикционных механических систем (ФМС), состоят из подсистемы механической и подсистемы (подсистем) фрикционной, при этом механические подсистемы описываются системой аналогичных линеаризованных дифференциальных уравнений, а процессы, протекающие на фрикционном контакте (ФК) «объекта» и «модели», описываются аналогичными математическими моделями, уравнениями регрессии, получаемыми при натурном эксперименте, например, с применением математического планирования полного или дробного факторного эксперимента, при этом между параметрами «объекта» и «модели» обеспечивается следующее соотношение:

отношение линейных размеров объекта (L) и модели (l) равно геометрическому масштабу подобия $\frac{L}{l} = C_L$;

отношение времени протекания исследуемых процессов объекта (T) и модели (t) равно $\frac{T}{t} = C_T = 1$;

отношение внешних сил, действующих внутри системы, объекта (Ф) и модели (ф) равно $\frac{\Phi}{\phi} = C_\Phi = 1$;

отношение площадей объекта (S) и модели (s) равно $\frac{F}{f} = C_F = C_L^2$;

при этом отношение амплитуд колебаний связей механических подсистем и деформаций микронеровностей объекта (A) и модели (a) равно $\frac{A}{a} = C_A = 1$;

отношение параметров микрогеометрии фрикционных поверхностей объекта (H) и модели (h) равно $\frac{H}{h} = C_H = 1$;

отношение контактного давления объекта (Q) и модели (q) равно $\frac{Q}{q} = C_Q = 1$;

$\frac{Q}{q} = C_Q = 1$; отношение линейных скоростей скольжения объекта (V) и модели (v) равно

$\frac{V}{v} = C_V = 1$; отношение масс объекта (M) и модели (m) равно $\frac{M}{m} = C_M = C_L^2$;

отношение жесткостей объекта (C) и модели (c) равно $\frac{C}{c} = C_C = C_M = C_L^2$; отношение

частот колебаний объекта (Ω) и модели (ω) равно $\frac{\Omega}{\omega} = C_\Omega = 1$; отношение удельных

величин спектральных плотностей мощности $\frac{W(\Omega, S)}{w(\omega, s)} = C_{W(\Omega, S)} = 1$

- спектральная плотность сигнала $x(f)$ в единицу

$$\left(\text{где } W(\Omega, S) = \frac{T}{S} \cdot \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot e^{-i\Omega t} dt \right)$$

времени T на частоте Ω , приходящаяся на единицу площади S поверхности), при этом правые части дифференциальных уравнений (внешние возмущающие воздействия математических моделей ФМС) обеспечивают выполнение констант подобия амплитуды колебаний $C_A = \frac{A}{a} = 1$ и частоты колебаний $C_\Omega = \frac{\Omega}{\omega} = 1$, при этом измерение

трибопараметров ФМС осуществляется во время проведения испытаний, коэффициент трения представляется в виде комплексной функции, т.е. в виде отношения взаимного трибоспектра в тангенциальном и нормальном направлениях к автотрибоспектру в нормальном направлении, действительная часть которого характеризует упругие, а мнимая - диссипативные свойства подсистемы фрикционного контакта, одновременно выполняется контроль и фиксирование удельной площади касания в реальном масштабе времени, например, методом проводимости в паре металл-металл или методом лазерного просвечивания в паре металл-полимер, а значение контактной температуры (максимальной объемной температуры, температуры на вершинах микронеровностей контакта) определяется формулой:

$$\Theta_{\max} = \frac{J^2 \cdot R_k \cdot \rho}{\alpha_T \cdot l_k},$$

где J - ток, проходящий через контакт,

R_k - сопротивление контакта,

α_T - коэффициент внешней теплоотдачи,

ρ - удельное сопротивление,

l_k - «длина» контакта.

Рассмотрим предлагаемый способ испытаний узлов трения на примере исследования ФМС «Подвижной состав - верхнее строение пути» с подсистемой фрикционного контакта «колесо - рельс». Для изучения динамических свойств электровоза и верхнего строения пути примем в качестве подвижной единицы электровоз ВЛ80 с конструкционной скоростью движения до 120 км/ч, движущийся по звеньевому стыковому пути, как наиболее сложный вид движения.

Согласно предлагаемому способу испытаний узлов трения моделирование должно состоять из трех этапов.

1. Построение динамической модели механической подсистемы объекта исследования и выявление констант динамического подобия механической подсистемы.

2. Построение динамической модели подсистемы или подсистем фрикционного контакта.

3. Построение модели фрикционно-механической системы.

В первой части моделирования на основе анализа дифференциальных уравнений движения выводятся критерии подобия динамических подсистем. Несмотря на большое разнообразие существующих конструкций машин, динамические качества любой машины

могут быть исследованы по общей методике, которая базируется на законах теоретической механики и теории колебаний. Условием динамической эквивалентности исходной и приведенной систем является равенство величин кинетической и потенциальной энергий до и после приведения. Следовательно, система масс расчетной эквивалентной схемы

5 механической системы имеет число степеней свободы, равное выбранному числу масс реального объекта, и движение ее описывается таким же количеством уравнений. Это дает возможность решить задачу моделирования основных динамических характеристик на основе метода анализа дифференциальных уравнений движения расчетной эквивалентной схемы.

10 Электровоз можно представить как единую механическую систему со многими степенями свободы, состоящую из колесных пар, рам тележек, кузова и связей между этими основными элементами. Источником всех динамических возмущений в пути и подвижном составе является колесная пара, движущаяся по неровностям пути. Конструкция колесной пары и размещенных на ней устройств сильно влияет на ход всех

15 динамических процессов. Колебания вагонов возникают потому, что колесные пары при своем движении по рельсам и стрелочным переводам совершают сложные пространственные перемещения и тем самым заставляют колебаться на рессорном подвешивании рамы тележек, раму кузова, кузов и сам путь. Таким образом, колебания электровоза начинаются с колесной

20 пары и передаются всем остальным узлам трения электровоза и пути. Прежде всего, рассматриваются вертикальные колебания одной колесной пары.

Дополнительные динамические вертикальные силы, передаваемые колесом электровоза рельсу, вызванные колебаниями наддресорного строения, не должны превышать статическую нагрузку кузова на колесо. Если эти силы достигнут величин,

25 равных статической нагрузке на колесо (235 кН), то при колебаниях наддресорного строения будут возникать такие же силы разгрузки колеса, т.е. возможен сход колеса с рельса.

Силы же, возникающие от инерции необрессоренных масс, могут достигать нескольких сотен кН. Причинами появления сил инерции необрессоренных масс являются неровности

30 на пути и неровности на поверхности катания колес вагонов. Эти неровности делят на изолированные и непрерывные, короткие и длинные. При движении вагона по звеньевому рельсовому пути, соединенному в стыках накладками, всегда возникают соударения колес с рельсами.

В расчетную схему введем следующие допущения [3]. При исследовании движения электровоза как механической системы, взаимодействующей с железнодорожным путем, рамы тележек и кузов, вне зависимости от их конструкции, чаще всего рассматривают как

35 элементы, обладающие лишь определенной массой (m), сосредоточенной в центре тяжести элемента, при этом весьма редко эти элементы рассматриваются как конструкции, имеющие определенным образом распределенные в пространстве массы и жесткости [4]. Кузов, рамы тележек, колесные пары считаем абсолютно жесткими телами. Средние диаметры колес одинаковые. Путь однородно-упругий. Электровоз движется по рельсовому

40 пути с непрерывными вертикальными неровностями η , одинаковыми для обеих рельсовых нитей ($\eta_1 = \eta'_1$; $\eta_2 = \eta'_2$ и т.д.). Реальные виды рессорного подвешивания, кроме упругих деформаций в вертикальном направлении, могут упруго деформироваться и в

45 горизонтальном направлении, но для упрощения решения задачи расчетные оценки горизонтальных деформаций рессорных комплектов делать не будем. При подпрыгивании кузов, тележки вагона и др. массы совершают перемещения, параллельные плоскости xOz . Жесткость, обусловленную сжатием металла в контакте колеса с рельсом, сжатием диска колеса и самого рельса под колесом (за счет местных его упругих деформаций)

50 представим в виде так называемой «контактной жесткости колеса и рельса».

При таком упрощении не понадобится учитывать колебания в колесе и рельсе, т.е. не будет необходимости использовать дифференциальные уравнения в частных производных, необходимые для описания упругих колебаний соударяющихся тел [3].

Расчетную схему для решения нашей задачи упростим и представим в виде, показанном на фиг.1, рассматривая колебания только одного колеса.

При этом соответствующие массы m_i , жесткости C_i и коэффициенты сопротивления β_i уменьшаются в соответствующее число раз.

На фиг.1 изображена расчетная схема механической системы «подвижной состав - верхнее строение пути». Примем следующие обозначения: m - масса кузова электровоза, m_T - масса обрессоренных частей тележки, m_H - масса необрессоренных частей тележки (колесная пара), m_p - приведенная масса рельса Р65, $m_{ш}$ - приведенная масса шпалы, m_6 - приведенная масса балласта; O , O_T , O_H , O_p , $O_{ш}$, O_6 - соответствующие центры масс.

На каждую тележку передается половина массы кузова $\frac{1}{2} \cdot m$ [4]; вертикальные

жесткость и коэффициент сопротивления центрального подвешивания на тележку соответственно равны C и β ; надбуксового подвешивания для колесной пары - $2C_m$ и $2\beta_m$; массы обрессоренных и не обрессоренных частей тележки соответственно равны m_T и m_H . Для одного же колеса эти величины будут в 4 раза меньше, т.е. $\frac{1}{8} \cdot m$; $\frac{1}{4} \cdot m_m$; $\frac{1}{2} \cdot m_H$;

$$\frac{1}{4} \cdot C; \quad \frac{1}{4} \cdot \beta; \quad \frac{1}{2} \cdot C_m; \quad \frac{1}{2} \cdot \beta_m.$$

Внешнее воздействие на механическую систему моделируется неровностью железнодорожного рельса на современном звеньевом пути типовой конструкции согласно формуле, предложенной ВНИИЖТ МПС Н.Н. Кудрявцевым [5]:

$$\eta = \left| A_0 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{L_p} \cdot x \right) + B_0 \cdot \sin \left(\frac{3 \cdot \pi}{L_p} \cdot x \right) \right|,$$

где A_0 , B_0 - эквивалентные амплитуды неровности железнодорожного пути,

$A_0=0,0077$ м, $B_0=0,0047$ м - для хорошего состояния пути;

L_p - длина рельсового звена, $L_p=25$ м;

Система дифференциальных уравнений вынужденных колебаний электровоза ВЛ80 в вертикальной плоскости с затуханием примет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{z} + \beta \cdot (\dot{z} - \dot{z}_T) + C \cdot (z - z_T) &= 0 \\ m_T \cdot \ddot{z}_T - \beta \cdot (\dot{z} - \dot{z}_T) - C \cdot (z - z_T) + \beta_T \cdot (\dot{z}_T - \dot{z}_H) + C_T \cdot (z_T - z_H) &= 0 \\ m_H \cdot \ddot{z}_H - \beta_T \cdot (\dot{z}_T - \dot{z}_H) - C_T \cdot (z_T - z_H) + \beta_K \cdot (\dot{z}_H - \dot{z}_p) + C_K \cdot (z_H - z_p) &= \beta_K \cdot \dot{\eta} + C_K \cdot \eta \\ m_p \cdot \ddot{z}_p - \beta_K \cdot (\dot{z}_H - \dot{z}_p) - C_K \cdot (z_H - z_p) + \beta_p \cdot (\dot{z}_p - \dot{z}_{ш}) + C_p \cdot (z_p - z_{ш}) &= -\beta_K \cdot \dot{\eta} - C_K \cdot \eta \\ m_{ш} \cdot \ddot{z}_{ш} - \beta_p \cdot (\dot{z}_p - \dot{z}_{ш}) - C_p \cdot (z_p - z_{ш}) + \beta_{ш} \cdot (\dot{z}_{ш} - \dot{z}_6) + C_{ш} \cdot (z_{ш} - z_6) &= 0 \\ m_6 \cdot \ddot{z}_6 - \beta_{ш} \cdot (\dot{z}_{ш} - \dot{z}_6) - C_{ш} \cdot (z_{ш} - z_6) + \beta_6 \cdot \dot{z}_6 + C_6 \cdot z_6 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Поделив левую и правую части полученных уравнений на соответствующие массы m , m_T , m_H , m_p , $m_{ш}$, m_6 и сгруппировав в правой части члены по z , z_T , z_H , z_p , $z_{ш}$, z_6 , получим следующую систему уравнений в значениях парциальных частот (фиг. 2) механической системы:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + 2 \cdot n_1 \cdot \dot{z} + k_1^2 \cdot z - 2 \cdot n_1 \cdot \dot{z}_T - k_1^2 \cdot z_T &= 0 \\ \ddot{z}_T - 2 \cdot n_2 \cdot \dot{z} - k_2^2 \cdot z + 2 \cdot n_3 \cdot \dot{z}_T + k_3^2 \cdot z_T - 2 \cdot n_4 \cdot \dot{z}_H - k_4^2 \cdot z_H &= 0 \\ \ddot{z}_H - 2 \cdot n_5 \cdot \dot{z}_T - k_5^2 \cdot z_T + 2 \cdot n_6 \cdot \dot{z}_H + k_6^2 \cdot z_H - 2 \cdot n_7 \cdot \dot{z}_p - k_7^2 \cdot z_p &= 2 \cdot n_7 \cdot \dot{\eta} + k_7^2 \cdot \eta \\ \ddot{z}_p - 2 \cdot n_8 \cdot \dot{z}_H - k_8^2 \cdot z_H + 2 \cdot n_9 \cdot \dot{z}_p + k_9^2 \cdot z_p - 2 \cdot n_{10} \cdot \dot{z}_{ш} - k_{10}^2 \cdot z_{ш} &= -2 \cdot n_8 \cdot \dot{\eta} + k_8^2 \cdot \eta \\ \ddot{z}_{ш} - 2 \cdot n_{11} \cdot \dot{z}_p - k_{11}^2 \cdot z_p + 2 \cdot n_{12} \cdot \dot{z}_{ш} + k_{12}^2 \cdot z_{ш} - 2 \cdot n_{13} \cdot \dot{z}_6 - k_{13}^2 \cdot z_6 &= 0 \\ \ddot{z}_6 - 2 \cdot n_{14} \cdot \dot{z}_{ш} - k_{14}^2 \cdot z_{ш} + 2 \cdot n_{15} \cdot \dot{z}_6 + k_{15}^2 \cdot z_6 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

где k_i - круговые собственные частоты колебаний массы m_i на упругом элементе жесткостью C_i , с; n_i - круговые частоты затухающих колебаний, c^{-1} .

Так как процессы в оригинале и модели при динамическом подобии должны быть подобны, то они описываются одинаковыми дифференциальными уравнениями.

- 5 В первом приближении будем считать, что диссипативные функции незначительно влияют на частоты собственных колебаний, изменяя только логарифмический декремент колебаний, то есть при оценке условий динамического подобия механическую систему будем рассматривать без трения, то есть $\Phi=0$. (В дальнейшем данное допущение устраняется путем введения в модель ФМС модели ФК, чем обеспечивается полное
- 10 соответствие динамических характеристик объекта и модели ФМС.)

Структура дифференциальных уравнений одинаковая, поэтому рассмотрим только одно из них, например первую строку (1). Запишем дифференциальные уравнения, описывающие движение объекта (о) и модели (м)

$$\left. \begin{aligned} 15 \quad m_o \cdot \ddot{z}_o + C_o \cdot (z_o - z_{mo}) &= 0; \\ m_m \cdot \ddot{z}_m + C_m \cdot (z_m - z_{mm}) &= 0; \\ 20 \quad \Omega &= \sqrt{\frac{C_o}{m_o}}; \omega = \sqrt{\frac{C_m}{m_m}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где m_o , m_m - массы кузова электровоза объекта и модели; C_o , C_m - коэффициенты жесткости люлочного подвешивания объекта и модели; z_o , z_m - линейные размеры объекта и модели; Ω_o , Ω_m - собственные (вынужденные) частоты колебаний механических систем объекта и модели.

- 25 Таким образом, отношения всех характеризующих их величин должны выражаться с помощью масштабов подобия:

$$C_m = \frac{m_o}{m_m}; \quad C_c = \frac{C_o}{C_m}; \quad C_r = \frac{z_o}{z_m}; \quad C_\Omega = \frac{\Omega_o}{\Omega_m} \quad (3)$$

- 30 где C_m - масштаб подобия массы; C_c - масштаб подобия коэффициентов жесткости; C_r - масштаб подобия геометрических размеров; C_Ω - масштаб подобия частоты колебаний.

Полученные масштабы подобия введем в дифференциальное уравнение (2) для модели, получим следующую зависимость

$$\begin{aligned} 35 \quad \frac{C_m C_r}{C_t^2} \cdot m_m \frac{d^2 z_m}{dt^2} + C_c C_r \cdot C_m (z_m - z_{mm}) &= 0 \\ C_\Omega \cdot \omega &= \sqrt{\frac{C_c \cdot C_m}{C_m \cdot m_m}} = \sqrt{\frac{C_c}{C_m}} \cdot \sqrt{\frac{C_m}{m_m}} \end{aligned}$$

- 40 Условие тождественности дифференциальных уравнений приводит к следующим критериям подобия:

$$\frac{C_m C_r}{C_t^2} = 1; \quad C_c C_r = 1; \quad C_\Omega = \sqrt{\frac{C_c}{C_m}} \quad (4)$$

- 45 В качестве условия динамического подобия принимаем равенство частот собственных колебаний модели и объекта, то есть $C_\Omega=1$. Тогда получаем из (4) равенство $C_m=C_c$ для поступательного вида движения. При соблюдении указанного условия получаем критерии

$$\frac{C_m}{C_t^2 C_c} = 1, \quad \text{из чего следует масштаб подобия времени испытаний, равный } C_t=1.$$

- 50 Аналогичные условия равенства мы получим, рассматривая трех-, четырех-, ..., n - массные системы, то есть принятое условие обеспечивает динамическое подобие модели и объекта механических систем для любой n - массовой системы, в т.ч. и для механической системы «подвижной состав - верхнее строение пути».

На основе приведенного выше анализа можно сделать вывод, что для обеспечения

динамического подобию моделируемых механических систем необходимо, чтобы при поступательном движении механических систем константы подобию масс и линейной жесткости системы были равны друг другу, т.е. $C_m = C_C$ и при вращательном движении - равенство констант подобию момента инерции и угловой жесткости системы, т.е. $C_I = C_C$.

- 5 При этом модельный эксперимент должен проводиться в реальном масштабе времени $C_t = 1$, так как, во-первых, $C_\Omega = 1$ и, соответственно, $C_\Omega = C_t = 1$; во-вторых, проводя исследования ФМС на физических моделях, мы должны изготавливать модельные пары из тех же материалов, из которых изготовлены реальные поверхности трения. В связи с этим временные интервалы релаксации связей фрикционного контакта в реальных и модельных
- 10 условиях равны, что обеспечивается равенством $C_t = 1$.

Во второй части анализируется динамическое подобие подсистемы фрикционного контакта узлов трения.

- На фрикционном контакте реальных узлов трения механических систем протекают сложные нелинейные процессы, зависящие от большого числа взаимосвязанных факторов, образующих неоднородную систему нелинейных функциональных зависимостей. Вид
- 15 дифференциальных уравнений движения зависит не только от того, какие материалы используются в узле трения, при каких нагрузках и скоростях они контактируют друг с другом, какое внешнее управляющее воздействие реализуется в системе, но и в какой механической системе функционирует узел трения. Теоретический динамический расчет ФМС - очень трудоемкий процесс, так как состоит из десятков и сотен степеней свободы, с многими допущениями, упрощениями и линеаризацией динамических процессов. В результате этого зачастую получаются результаты расчета, неадекватные реальным условиям эксплуатации. Попытка описать зависимость выходных характеристик ФМС от
- 20 входных факторов с учетом свойств контактирующих материалов и динамических характеристик механической системы приводит к огромному количеству моделей (до миллиона и более), исследовать которые в конечном счете невозможно вследствие нарушения принципа суперпозиции для нелинейных систем. В результате этого требуется большое количество последующих доводочных испытаний узлов трения реальных машин.

- Таким образом, произвести эффективную оптимизацию ФМС теоретически расчетными
- 30 методами - практически не решаемая задача. Наиболее целесообразным для исследования оптимизации ФМС является применение экспериментально-лабораторных методов, базирующихся на методике физического подобию и моделирования [6...13]. Для решения вопросов комплексных исследований ФМС, для оптимизации их параметров на базе методов физического подобию и моделирования существуют специальные методики и
- 35 стенды для их реализации, которые обеспечивают реальные условия эксплуатации машин и механизмов с узлами трения.

- Корректная физическая модель ФМС доступнее для исследования, чем реальный объект. Более того, некоторые объекты вообще не могут быть изучены непосредственным образом. Если модель достаточно точно отражает поведение системы, то она содержит
- 40 необходимые ограничения, а это позволяет получить решение, которое отражает возможное для физической реализации состояние системы.

- Узел трения «колесо - рельс» является составной частью ФМС «подвижной состав - верхнее строение пути». Массы колеса m_1 и рельса m_2 совершают сложное взаимное перемещение, являются составными частями механической системы (фиг.3). На фиг.3
- 45 изображено модельное представление фрикционной механической системы «колесо-рельс»: F_T - сила трения; f - коэффициент трения; F_H - давление; m_1 - масса колеса; m_2 - масса рельса; σ - коэффициент теплоотдачи; λ - теплопроводность; α - температуропроводность; h - высота микронеровности; r - радиус микронеровности; θ - температура контакта; τ - предельное напряжение сдвига.

- 50 При этом поверхности взаимного контакта представляют систему низшего уровня, компонентами которого являются микронеровности, которые можно охарактеризовать массой их активного микрообъема и жесткостью заделки.

При фрикционном взаимодействии твердых тел на поверхностях трения происходят

сложные механические и физико-химические процессы: окисление, диффузионное перераспределение, фазовые и структурные превращения, упругое и пластическое деформирование микронеровностей, разрушение поверхностных слоев. Чем выше уровень подсистемы, тем менее инерционны эти процессы. Вследствие малости пятен реального

5 контакта каждый контакт существует непродолжительное время. Как указывается в работе /14/, для реальных шероховатых тел при средней скорости относительного перемещения 1 м/с число дискретных контактов в единицу времени оценивается величиной до 100 кГц в зависимости от материалов пар трения, среднего расстояния между микронеровностями и класса чистоты.

10 В результате взаимного перемещения контактирующих поверхностей взаимодействие компонентов (микронеровностей) на фрикционном контакте возникают вынужденные колебания, что приводит к возникновению вынужденных колебаний с частотой возмущающей силы. Трение скольжения всегда сопровождается возникновением колебаний и выделением тепла /15/. Под активным микрообъемом материала поверхности

15 трения будем понимать ту зону деформаций материалов контактирующих тел, в которой развиваются процессы, приводящие к изменению физико-механических свойств материалов контактирующих поверхностей. То есть активный микрообъем - это тот тонкий трибослой, определяющий в конечном счете триботехнические характеристики пар трения.

При колебаниях активных микрообъемов материала в них самих и в окружающем их

20 слое возникают деформации и соответствующие им напряжения. Частота вынужденных колебаний напряжений для данного активного микрообъема будет определяться числом импульсов взаимодействий микрообъемов в единицу времени. Нормальные и тангенциальные напряжения, возникающие при контакте микронеровностей, будут зависеть от координат, времени, относительной скорости и максимальной объемной температуры,

25 так как, кроме данных колебаний, активные микрообъемы материала испытывают флуктуации вследствие тепловых пиков.

В процессе деформаций активных микрообъемов масс ФК происходит изменение их размеров, разрушение и образование новых. При этом микронеровности контактирующих поверхностей будут формироваться и стремиться занять относительно друг друга такое

30 положение, чтобы потери энергии при взаимном передеформировании микронеровностей были минимально возможны. Поверхности трения приобретают характер равновесной шероховатости и характеризуются относительно стабильными геометрическими очертаниями микронеровностей. Изменение приведенной жесткости механической системы (или приведенного момента инерции) однозначно приводит к реализации переходного

35 процесса трения, по окончании которого на контакте устанавливается новая равновесная шероховатость.

Процесс формирования равновесной шероховатости на поверхностях трения происходит при резонансе между собственной несущей частотой колебаний активных микрообъемов, то есть частотой колебаний напряжений на поверхности контакта,

40 вызванных колебаниями активных микрообъемов, и частотой колебаний напряжений, соответствующих одной из собственных частот колебаний механической системы. Данное устойчивое состояние заключается в формировании одной несущей частоты трибоспектра и совпадении ее с n -й собственной частотой механической системы.

Таким образом, суммарная энергия колебаний механической системы распределена по

45 спектру генерируемых ею частот и представляет по отношению к микронеровностям контактирующих поверхностей внешнее силовое поле колебаний напряжений в тангенциальном и нормальном направлениях. В установившемся режиме работы механической системы параметры данного силового поля постоянны. Спектр частот вынужденных колебаний активных объемов материала фрикционного контакта очень

50 обширен, поэтому практически всегда он «перекрывает» спектр частот возмущающих колебаний, генерируемых механической системой.

Внутреннее трение является одной из физико-механических констант исследуемых материалов и характеризуется безразмерными коэффициентами (коэффициент

поглощения, показатель механической добротности, логарифмический декремент колебаний), то есть не зависит от геометрических размеров тел, а значит, и от геометрического масштаба при физическом моделировании.

Величина коэффициента трения зависит от скорости скольжения, так как при этом изменяются условия взаимодействия и разрушения поверхностей. 5
Общепринятая закономерность изменения коэффициента трения от скорости скольжения в виде падающей характеристики существенно меняется при больших скоростях скольжения, так как при этом происходит значительное выделение тепла. Скорость скольжения определяет число взаимодействующих микронеровностей в единицу времени, то есть частота 10
вынужденных колебаний должна быть пропорциональна скорости скольжения. Следовательно, изменение скорости скольжения и, как следствие, частоты вынужденных колебаний приведет к изменению сложившегося равновесного состояния (резонанса) между частотой собственных колебаний активных микрообъемов и частотой вынужденных колебаний. Переход системы в новое устойчивое состояние будет связан с изменением 15
топографии поверхностей трения до установления равновесной шероховатости на другом резонансном уровне. Таким образом, для обеспечения адекватности процессов трения в модели и натуре необходимо обеспечить равенства констант подобия для скорости относительного движения контактирующих поверхностей - $C_{V_{ск}}=1$.

Между скоростью скольжения и температурой поверхностного слоя, при прочих равных 20
условиях, существует зависимость: согласно формуле Егера /16/, температура пропорциональна корню из скорости скольжения. При температуре в 100...200°C вследствие дискретного характера контакта доля пластичного контакта в общем напряженно-деформационном состоянии поверхности возрастает и контактное давление уменьшается. Подплавление поверхностей активного микрообъема масс поверхности 25
трения приводит к изменению их формы, что в общем случае сопровождается увеличением фактической площади касания и пропорциональным снижением контактных давлений. Вместе с тем, температура трения от этого не изменяется, т.е. градиент температуры не зависит от давления и вполне определяется скоростью скольжения. Пики температур практически полностью реализуются в активном микрообъеме. Даже при температуре 30
контакта в 800...1000°C объемная температура остального материала будет незначительно отличаться от окружающей 30...60°C /17/. Это позволяет говорить о весьма интенсивном температурном градиенте активного микрообъема. Продолжительность температурного пика и периода перехода от нагревания к охлаждению и наоборот составляет 0,1...1,0 мс /18/. Это позволяет температурные пики характеризовать как параметры, имеющие 35
частоту и амплитуду.

Величина активного микрообъема зависит от физико-механических характеристик контактирующих поверхностей, а также от параметра PV (произведения скорости относительного скольжения на давление) и ограничивается глубиной, на которой влияние температуры на физико-механические свойства материалов трущихся тел материально 40
ощутимо.

Основным критерием достоверности модельного эксперимента можно считать реализацию в условиях модели одинакового вида изнашивания поверхностных слоев и интенсивность износа контактирующих тел, являющегося основным для реальных 45
поверхностей трения. Проведенный анализ показывает, что для обеспечения условий динамического подобия процессов на поверхности фрикционного контакта при моделировании условий трения необходимо выполнение следующих условий:

- исследователь вправе выбирать геометрический масштаб модели C_r и пропорционально изменять, например, номинальную площадь контакта A , т.е. $C_A=C_r^2$, длину пути трения C_L ($C_L=1$), радиус кривизны r_1 или r_2 колеса и рельса ($C_r=C_r$), диаметр 50
круга катания d ($C_d=C_r$). Однако применять масштабный коэффициент C_r к геометрическим параметрам, определяющим линейные размеры на площади фактического касания (микрошероховатость), нельзя;

- скорости скольжения, т.е. $C_{V_{ск}}=1$;

- если режимы контактирования при модельных и натурных испытаниях одинаковы, то параметры шероховатости для установившегося режима трения будут одинаковы, а их константы подобия, например, для высоты микронеровностей C_h , радиуса закругления микронеровностей C_r должны быть равны единице ($C_r=1$, $C_h=1$). Это входит в

5 противоречие с принимаемой константой подобия линейных размеров, так как и приведенные параметры единичной микронеровности h и g являются линейными размерами, а $C_l \neq 1$. Принудительное изменение шероховатости в соответствии с C_l , как это принято в работе Брауна Э.Д. /19/, при постоянстве параметров контактного давления и скорости скольжения для модели и реального узла трения, то
 10 есть $C_q=1$, $C_{VCK}=1$, создает на поверхности неустановившийся режим трения (процесс приработки), который после завершения и выхода на установившийся режим трения приводит к реализации равновесной шероховатости с $C_r=1$, $C_h=1$;

- процесс изменения геометрических параметров идет до тех пор, пока на пятнах фактического касания не выравнивается контактное давление q . Это позволяет
 15 охарактеризовать контактное давление на поверхности трения как критерий, равенство которого для реальной поверхности трения и модели является определяющим, то есть

$$C_q = \frac{q_m}{q_n} = 1. \quad \text{С учетом полученного из условий динамического подобия условия}$$

20 равенства скоростей скольжения и параметров шероховатости для модели и натуре равенство контактных давлений обеспечивает реализацию на поверхности трения для модельного эксперимента характерного для реальной поверхности вида изнашивания;

- для сохранения равенства контактных давлений на контакте нормальная нагрузка на контакт должна иметь масштабный коэффициент перехода от натуре к модели, равный
 25 масштабному коэффициенту площади контакта, то есть $C_N=C_S=C_l^2$;

- равенство контактных давлений для объекта и модели, т.е. $C_q=1$, определяет равенство масштабного фактора массы $C_m=C_l^2$, так как, во-первых, контактное давление прямо пропорционально силе и обратно пропорционально площади контакта

$$30 \quad q = \frac{F}{S} \left(\frac{M_{ПД}}{M^2} \right) - C_q = \frac{C_1^2}{C_1^2} = 1, \quad \text{во-вторых масса прямо пропорциональна силе}$$

трения $m = \frac{F}{g}$, где g - ускорение свободного падения ($C_g=1$), т.е. масштабный фактор

массы имеет размерность силы $C_m = C_F = C_1^2$;

35 - при одинаковых условиях на контакте для модели и реальной поверхности равным сближениям соответствуют равные коэффициенты трения f и равные удельные линейные износы i_h .

- собственные и характерные собственные частоты колебаний (которые следует рассматривать как физико-механическую характеристику поверхности трения при
 40 установившемся режиме трения, и в соответствии с формулой для сохранения равенства характерных частот собственных колебаний должно выполняться условие равенства констант подобия жесткости заделки и момента инерции активного микрообъема материала фрикционного контакта относительно ее центра колебаний, то есть $C_C=C_l$);

- величины амплитуд деформаций контактирующих микро-, макрошероховатостей
 45 фрикционного контакта и связей механических систем при модельных и натурных испытаниях равны единице $C_A=1$, где A - амплитуда колебаний связей и величина шероховатости.

- процесс фрикционного контактирования должен реализовываться в реальном масштабе времени, то есть $C_t=1$.

50 На третьем этапе моделирования рассматриваются критерии физического подобия узла трения фрикционно-механической системы.

Узел трения является подсистемой фрикционной механической системы, кроме того, его нельзя рассматривать как подсистему одного уровня. Например, при рассмотрении таких

узлов трения, как «втулка - муфта», приведенного на фиг.3, системой является экипаж в пути, подсистемой - ФМС «колесо - смазка - рельс» (структурные составляющие).

Подсистемами второго порядка (или элементами подсистем) являются параметры, характеризующие свойства поверхностей трения, трение и износ. В качестве критерия оценки функционирования системы можно принять интенсивность изнашивания поверхностей I.

В конструктивном исполнении рассматриваемой системы можно выделить механизм нагружения, ведущую и ведомые части, связанные жесткостями связей с механической системой привода машины, системой демпфирующих элементов узла трения и т.д.

Отмеченные конструктивные элементы узла трения составляют его механическую часть, подуровнем которой непосредственно являются поверхности контакта.

Поэтому при разработке структурной модели сложного процесса (например, торможения локомотива) в работе /20/ модель разбивается на несколько ступеней - группы подсистемы 1-го порядка, каждая из которых делится на подсистемы 2-го порядка и т.д.

Соответственно и графическое представление физической модели узла трения (фиг.3). Если в подсистеме механической части узла трения (фиг.3.а) формируются параметры режима (скорость, нагрузка), теплоотдающие поверхности и объемы теплопоглощения, параметры формы (масса, жесткость, моменты инерции, твердость и т.д.), то в подсистеме поверхности трения (фиг.3.б) формируются параметры микрогеометрии контакта (высота и радиус активного микрообъема, величина сближения контактирующих поверхностей), средняя объемная температура фрикционного контакта и температура контакта, напряженно-деформационное состояние активных микрообъемов, амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ) процессов внутреннего трения.

Оценка зависимости триботехнических параметров узла трения от параметров нагружения, модификации поверхности трения, температуры, влияния внешней среды позволяет ограничиться подсистемой первого порядка, оценки параметров которой представлены на фиг.3.а и 3.б.

Используя данные модели (фиг.4) процессов трения и изнашивания узла трения «колесо-рельс», представим в общем виде функциональную зависимость процесса:

$$I = \Phi\{\sigma; N; V; C; k; q; \Delta\Theta; J; \beta; HB; E; \tau; L; S; F; U; c; A\} \quad (5)$$

где σ_{12} - коэффициент теплоотдачи, Вт/(К·м²); N - нормальная нагрузка колеса на рельс, Н; V - скорость качения, м/с; C - линейная жесткость связей, Н/м; k - частота собственных колебаний, с⁻¹; q - давление в контакте, Па; $\Delta\Theta$ - температурный градиент, К/м; J - момент инерции, кг·м²; β - вязкое демпфирование, (Н·с)/м; HB - твердость материалов, Па; E - модуль упругости, Па; τ - время трения, с; L - путь трения, м; S - площадь контакта, м²; F - сила трения, Н; U - весовой износ, кг/м³; c - коэффициент удельной теплоемкости, Дж/(кг·К); A - амплитуда деформации связей, м.

На этапе моделирования механического, теплового и динамического подобия всей механической системы необходимо учесть ограничения, определяющие динамику механической системы без трения и условия, ее определяющие, и тождественность аналогичных физических процессов протекания на фрикционном контакте модели и объекта.

Для этого при использовании метода анализа размерностей (с ограничениями /15/)

жесткость C как основная варьируемая величина вводится в число базисных параметров, а время τ и контактное давление q - в краевые условия.

В системе основных единиц MLT Θ (масса, длина, время и температура) выбираем четыре базисных параметра, оказывающие наиболее существенное влияние на процессы трения и изнашивания фрикционной системы и поддающиеся измерению в лабораторных условиях испытаний:

1. Коэффициент теплоотдачи, σ $[\sigma] = [M^1 L^0 T^{-3} \Theta^{-1}]$;

2. Нагрузка, N $[N] = [M^1 L^1 T^{-2} \Theta^0]$.

5 3. Скорость качения V колес вагона $[V] = [M^0 L^1 T^{-1} \Theta^0]$;

4. Жесткость, C $[C] = [M^1 L^0 T^{-2} \Theta^0]$.

Система уравнений, образованная четырьмя базисными параметрами, имеет вид:

$$\ln \sigma = \ln M + 0 \cdot \ln L - 3 \cdot \ln T - \ln \Theta;$$

10 $\ln N = \ln M + \ln L - 2 \cdot \ln T + 0 \cdot \ln \Theta;$

$$\ln V = 0 \cdot \ln M + \ln L - \ln T + 0 \cdot \ln \Theta;$$

$$\ln C = \ln M + 0 \cdot \ln L - 2 \cdot \ln T + 0 \cdot \ln \Theta.$$

Главный определитель D_0 системы уравнений в числовой форме, образованный параметрами $MLT\Theta$:

15
$$D_0 = \begin{vmatrix} \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ N & 1 & 2 & -2 & 0 \\ V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ C & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = -1$$

20 Определитель $D_0 \neq 0$, чем подтверждается независимость выбранных в качестве базисных размерностей параметров σ , N , V , C .

В качестве краевых условий выбираем частоту колебаний, контактное давление и градиент температуры, то есть $C_k=1$, $C_q=1$, $C_{\Delta\Theta}=1$, что достигается применением

25 одинаковых параметров природы и модели.

Расчет масштабных коэффициентов перехода (МКП) для принятой модели и природы относительно заданного масштабного коэффициента круговой жесткости C_C проводится по программе, реализующей алгоритм решения линейных уравнений с n неизвестными. Результаты расчета сведены в таблицу 1.

30

35

40

45

50

Таблица 1 – Результаты расчета основных параметров модели узла трения

Параметр	Размерность в системе СИ	Критерий подобия, = idem	Масштабный коэффициент перехода	Формула пересчёта с оригинала на модель
Коеф. теплоотдачи, σ	Вт/(м ² ·°К)	Базисный параметр	$C_\sigma = C_C^0 = 1$	$(\sigma)_M = (\sigma)_H$
Нагрузка, N	Н	Базисный параметр	$C_N = C_C^2$	$(N)_M = \frac{(N)_H}{C_C^2}$
Скорость качения, V	м/с	Базисный параметр	$C_V = C_C$	$(V)_M = \frac{(V)_H}{C_C}$
Жесткость линейная, C_ℓ	Н/м	Базисный параметр	C_C – задается при моделировании в результате эксперимента	
Частота колебаний, k	Гц	$\pi_k = \frac{kN}{VC}$	$C_k = C_C^0 = 1$	$(k)_M = (k)_H$
Контактное давление, q	Па	$\pi_q = \frac{qN}{C^2}$	$C_q = 1$	$(q)_M = (q)_H$
Градиент температуры, $\Delta\Theta$	°К/м	$\pi_{\Delta\Theta} = \frac{\Delta\Theta \sigma N^2}{VC^3}$	$C_{\Delta\Theta} = 1$	$(\Delta\Theta)_M = (\Delta\Theta)_H$
Момент инерции, J	кг·м ²	$\pi_J = \frac{JV^2 C^3}{N^4}$	$C_J = C_C^3$	$(J)_M = \frac{(J)_H}{C_C^3}$
Демпфирование, β	Н·с/м	$\pi_\beta = \frac{\beta V}{N}$	$C_\beta = C_C$	$(\beta)_M = \frac{(\beta)_H}{C_C}$
Твёрдость, HB	Па	$\pi_{HB} = \frac{HB \cdot N}{C^2}$	$C_{HB} = 1$	$(HB)_M = (HB)_H$
Модуль упругости, E	Па	$\pi_E = \frac{EN}{C^2}$	$C_E = 1$	$(E)_M = (E)_H$
Время трения, τ	с	$\pi_\tau = \frac{\tau VC}{N}$	$C_\tau = 1$	$(\tau)_M = (\tau)_H$

	Путь трения, L	м	$\pi_L = \frac{LC}{N}$	$C_L = C_C$	$(L)_M = \frac{(L)_H}{C_C}$
5	Площадь трения, S	м ²	$\pi_S = \frac{SC^2}{N^2}$	$C_S = C_C^2$	$(S)_M = \frac{(S)_H}{C_C^2}$
	Сила трения, F	Н	$\pi_F = \frac{F}{N}$	$C_F = C_C^2$	$(F)_M = \frac{(F)_H}{C_C^2}$
10	Весовой из- нос, U	кг/м ³	$\pi_U = \frac{UNV^2}{C^2}$	$C_U = C_C^{-2}$	$(U)_M = \frac{(U)_H}{C_C^{-2}}$
15	Параметр	Размер- ность в системе СИ	Критерий подо- бия, = idem	Масштаб- ный коэф- фициент перехода	Формула пере- счёта с оригина- ла на модель
	Теплоём- кость, c	Дж/°К	$\pi_c = \frac{cVC^3}{\sigma N^3}$	$C_c = C_C^2$	$(c)_M = \frac{(c)_H}{C_C^2}$
20	Амплитуда деформации связей, A	м	$\pi_A = \frac{AC}{N}$	$C_A = 1$	$(A)_M = (A)_H$

Для примера приведем выведение критерия подобия небазисного параметра градиента температуры в матричном виде, после чего выполним проверку полученного результата.

Используя главный определитель системы D_0 , объединим каждый параметр с базисными σ , N , V , C . Для этого поочередно заменяем строки с параметрами σ , N , V , C строками с размерностями параметра, для которого определяется критерий подобия. Для каждого параметра получим четыре определителя, после чего выведем критерии подобия.

Критерий градиента температуры $[\Delta\Theta] = [M^0 L^{-1} T^0 \Theta^1]$.

Расчет определителей:

$$\begin{aligned}
 5 \quad D_1 &= \begin{matrix} \Delta\Theta \\ N \\ V \\ C \end{matrix} \begin{vmatrix} 0 & -1 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -2 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 1; \quad \alpha_1 = \frac{D_1}{D_0} = \frac{1}{-1} = -1, \\
 10 \quad D_2 &= \begin{matrix} \sigma \\ \Delta\Theta \\ V \\ C \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 2; \quad \alpha_2 = \frac{D_2}{D_0} = \frac{2}{-1} = -2, \\
 15 \quad D_3 &= \begin{matrix} \sigma \\ N \\ \Delta\Theta \\ C \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 1 & 1 & -2 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = -1; \quad \alpha_3 = \frac{D_3}{D_0} = \frac{-1}{-1} = 1, \\
 20 \quad D_4 &= \begin{matrix} \sigma \\ N \\ V \\ \Delta\Theta \end{matrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3 & -1 \\ 1 & 1 & -2 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -3; \quad \alpha_4 = \frac{D_4}{D_0} = \frac{-3}{-1} = 3. \\
 25
 \end{aligned}$$

Критерий подобия для параметра градиента температуры $\Delta\Theta$ будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
 \pi_{\Delta\Theta} &= \frac{\Delta\Theta}{\sigma^{\alpha_1} \cdot N^{\alpha_2} \cdot V^{\alpha_3} \cdot C^{\alpha_4}} = \text{idem} \quad \text{или} \quad \pi_{\Delta\Theta} = \frac{\Delta\Theta}{\sigma^{-1} \cdot N^{-2} \cdot V \cdot C^3} = 1, \quad \text{тогда} \\
 30 \quad \pi_{\Delta\Theta} &= \frac{\Delta\Theta \cdot \sigma \cdot N^2}{V \cdot C^3} = \text{idem}.
 \end{aligned}$$

$$\text{Проверка: } \pi_{\Delta\Theta} = \frac{M^0 L^{-1} T^0 \Theta^1 \cdot M^1 L^0 T^{-3} \Theta^{-1} \cdot M^2 L^2 T^{-4} \Theta^0}{M^0 L^1 T^{-1} \Theta^0 \cdot M^3 L^0 T^{-6} \Theta^0} = 1.$$

$$35 \quad \text{Критерий амплитуды деформации связей } [A] = [M^0 L^1 T^0 \Theta^0].$$

40

45

50

Расчёт определителей:

$$D_1 = \begin{vmatrix} A & 0 & 1 & 0 & 0 \\ N & 1 & 1 & -2 & 0 \\ V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ C & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 0; \quad \alpha_1 = \frac{D_1}{D_0} = \frac{0}{-1} = 0,$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ A & 0 & 1 & 0 & 0 \\ V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ C & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = -1; \quad \alpha_2 = \frac{D_2}{D_0} = \frac{-1}{-1} = 1,$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ N & 1 & 1 & -2 & 0 \\ A & 0 & 1 & 0 & 0 \\ C & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 0; \quad \alpha_3 = \frac{D_3}{D_0} = \frac{0}{-1} = 0,$$

$$D_4 = \begin{vmatrix} \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ N & 1 & 1 & -2 & 0 \\ V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ A & 0 & 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 1; \quad \alpha_4 = \frac{D_4}{D_0} = \frac{1}{-1} = -1.$$

Критерий подобия для параметра амплитуды деформации связей А будет иметь вид:

$$\pi_A = \frac{A}{\sigma^{\alpha_1} \cdot N^{\alpha_2} \cdot V^{\alpha_3} \cdot C^{\alpha_4}} = \text{idem} \quad \text{или} \quad \pi_A = \frac{A}{\sigma^0 \cdot N^1 \cdot V^0 \cdot C^{-1}} = 1, \quad \text{тогда}$$

$$\pi_A = \frac{A \cdot C}{N} = \text{idem}$$

$$\text{Проверка: } \pi_A = \frac{M^0 L^1 T^0 \Theta^0 \cdot M^1 L^0 T^{-2} \Theta^0}{M^1 L^1 T^{-2} \Theta^0} = 1, \quad \text{что подтверждает неизменяемость}$$

микрогеометрии поверхностей при модельных и натурных исследованиях.

Аналогичным образом связываются с базисными параметрами все остальные параметры процесса трения, принятые для моделирования.

Уравнение подобия, объединившее полученные критерии, состоит из 14 критериев, так как согласно теореме Бэкинга должно быть равно числу параметров за вычетом четырех базисных:

$$\Pi = f \left(\frac{kN}{VC}, \frac{qN}{C^2}, \frac{\Delta \Theta \sigma N^2}{VC^3}, \frac{JV^2 C^3}{N^4}, \frac{\beta V}{N}, \frac{HB \cdot N}{C^2}, \frac{EN}{C^2}, \frac{\tau VC}{N}, \frac{LC}{N}, \frac{SC^2}{N^2}, \frac{F}{N}, \frac{UNV^2}{C^2}, \frac{CVC^3}{\sigma N^3}, \frac{AC}{N} \right). \quad (6)$$

Полученные критерии подобия, составляющие критериальное уравнение (6), требуют экспериментальной проверки. Это связано с тем, что они могут иметь вполне ограниченные границы применения. Кроме экспериментальной проверки можно провести сопоставление полученных критериев со "стандартными", которые многократно апробированы при исследованиях процессов трения и изнашивания, а также в других областях техники.

Критерии (см. таблицу 1) получены как зависимости моделируемой величины от

параметров, принятых за базисные, то есть от величин, оказывающих наибольшее влияние на исследуемый процесс. Соответственно, изменение базисных параметров изменит и получаемые критерии. Однако, как показывает практика, подобные изменения не отражаются на реализации «стандартных» критериев, если подбор базисных параметров и моделирование проведены корректно.

Рассмотрим несколько разнородных «стандартных» критериев, характеризующих соотношения силовых, теплофизических процессов и процессы работы смазки на поверхности трения:

1. Критерий гомохронности, характеризующий однородность процессов во времени:

$$\frac{V\tau}{L} = \text{idem}, \quad \text{где } V - \text{ скорость, } \tau - \text{ время, } L - \text{ путь, в реализованном моделировании}$$

получается, если критерий времени π_t разделить на критерий пути трения π_L , то есть

$$\left(\frac{\tau VC}{N}\right) : \left(\frac{LC}{N}\right) = \frac{V\tau}{L} = \text{idem} \quad \text{Так как в выражение критерия гомохронности входят}$$

параметры V , τ , L , то даже если ни один из этих параметров не входит в число базисных, перемножение критериев скорости и времени и деление на критерий пути в результате обеспечивает получение критерия гомохронности.

2. Критерий Ньютона получим, если критерий силы трения π_F умножим на критерий времени π_t , разделим на критерий массы π_m и подставим значение $V = \frac{L}{t}$, то есть

$$\left(\frac{F}{N}\right) \times \left(\frac{\tau VC}{N}\right) : \left(\frac{mV^2C}{N^2}\right) = \frac{F\tau}{mV} = \frac{F\tau^2}{mL} = \text{idem}$$

3. Критерий Фруда получим, если критерий массы π_m разделим на критерий времени π_t с последующей подстановкой $N=mg$ и $V = \frac{L}{t}$:

$$\left(\frac{mV^2C}{N^2}\right) : \left(\frac{\tau VC}{N}\right) = \frac{mV}{N\tau} = \frac{L}{\tau^2 g} = \text{idem}, \quad \text{умножив на квадрат критерия гомохронности,}$$

$$\text{получаем } \left(\frac{L}{\tau^2 g}\right) \cdot \left(\frac{V\tau}{L}\right)^2 = \frac{V^2}{Lg} = \pi_{Fr}.$$

4. Критерий Фурье получим, если критерий теплопроводности π_{Θ_l} разделим на критерий пути трения π_L с последующей подстановкой $V = \frac{L}{t}$:

$$\left(\frac{\Theta_l C}{NV}\right) : \left(\frac{LC}{N}\right) = \frac{\Theta_l}{VL} = \frac{\Theta_l \tau}{L^2} = \pi_{\Theta}.$$

5. Критерий Нуссельта можно получить, если критерий пути π_L разделить на критерий теплопроводности π_λ : $\left(\frac{LC}{N}\right) : \left(\frac{\lambda C}{\sigma N}\right) = \frac{L\sigma}{\lambda} = \pi_{Nu}.$

Таким образом, выполненные расчеты позволяют определить масштабные коэффициенты перехода от объекта исследования к модельному эксперименту, выполнить стендовые испытания и перенести результаты испытаний на объект исследования.

На базе физико-математического моделирования изготовлены два экспериментальных стенда для исследования динамических свойств всей механической системы в целом и отдельно взятого ФК «колесо-рельс».

Для проведения комплекса модельных испытаний по оценке динамических свойств подвижного состава и верхнего строения пути (ВСП), влияния модификации поверхности трения пары «колесо-рельс», а также величины демпфирования ВСП на величину и стабильность значений коэффициента сцепления разработан испытательный стенд, представленный на фиг.5.

Конструкция стенда позволяет проводить сравнительные испытания на моделях экипажа

на стенде, моделирующем железнодорожный путь и воздействие его на ходовую часть подвижного состава (подпрыгивание, галопирование и боковая качка). Испытательный стенд представляет собой раму 2, изготовленную из швеллеров, на которой смонтированы двигатель постоянного тока 3 (для моделирования сопротивления движению подвижного

5 состава) и подшипниковые опоры 4. На консолях валов опорных катков 5 расположены конические редукторы, соединенные посредством карданных валов с электродвигателем 3. На опорные катки 5 стенда устанавливается модель экипажа. Регулировка положения колес модели относительно опорных катков стенда осуществляется винтами 6, установленными в упоре 1. На каждую колесную пару установлены асинхронные двигатели.

10 Конструкция стенда позволяет испытывать двухосные и четырехосные экипажи, варьировать расстояние между осями катков стенда в зависимости от базы тележек. Испытываемая на стенде модель экипажа представляет копию его ходовой части, в которой в соответствующем масштабе соблюдены жесткости связей, моменты инерции и распределение массы по осям колесных пар. Опорные катки стенда имеют конструкцию,

15 позволяющую моделировать основные виды колебаний экипажа. Под влиянием силы тяжести подвижного состава рельсовый путь подвергается деформациям, величина которых зависит от жесткости подрельсового основания и жесткости самого рельса. Чтобы смоделировать процессы взаимодействия подвижного состава с рельсовым путем, опорными катками моделируется верхнее строение пути.

20 Каток стенда, моделирующий рельс (фиг.6), изготавливается из того же материала, что и железнодорожные рельсы. Для моделирования рельсового стыка в катке образованы две консоли, при этом длина консоли и момент сопротивления сечения А-А моделирует податливость рельсового стыка железнодорожного пути.

Жесткость и податливость подрельсового основания моделируется путем установки

25 опоры 2 вала 1 стенда на слоистую конструкцию подкладки 3 (фиг.7). Эксцентриситет катков создается путем смещения оси опорных катков 4 стенда (фиг.5) относительно оси вала 1 и закрепления их расчетной планкой 5.

На фиг.8 представлены фотографии модернизированного каткового стенда.

Техническая характеристика стенда:

30 Частота вращения опорных катков, об/мин - 0...500

Диаметр опорного катка, м - 0,5

Ширина колеи, м - 0,304

Моделируемые частоты и амплитуды пути:

- в вертикальной плоскости - 6...30 Гц, 3...7 мм;

35 - боковая качка - 1,5...10 Гц, 3...7 мм

Максимальный эксцентриситет опорных катков, мм - 20

Нагрузка на одну ось, кН - 1,52...2,4

Масса необрессоренных частей колесно-моторного блока, кН - 0,24...0,48

Масса тележки, кН - 0,64...2

40 Масса обрессоренной части экипажа, кН - 4,8...9,6

Система измерительного комплекса состоит из ПЭВМ типа IBM/PC, многоканальных усилителей вибродатчиков с каналами синхронизации, усилителя сигнала тензодатчика, платы цифровой обработки сигналов с 9-ти канальным аналогово-цифровым преобразователем (АЦП), соединительных кабелей, источника питания, пакета

45 специализированного программного обеспечения.

Экспериментальное определение тяговых характеристик, реализуемых на стенде при перекачивании модели колеса по модели ВСП, производится при помощи тензодатчиков (фиг.8.д). Оценка величины коэффициента сцепления производится путем записи силы тяги с тензодатчиков T_1 и T_2 , расположенных на сцепном кольце стенда, с предварительной тарировкой $\Delta=f(P)$, где P - прикладываемое усилие, Δ - величина деформации.

50 Экспериментальное определение параметров динамики, реализуемых на стенде при перекачивании модели колеса по модели ВСП, производится при помощи вибродатчиков Д14.

Для исследования динамических, триботехнических и трибоспектральных характеристик фрикционной подсистемы «колесо - рельс» фрикционной механической системы «путь - подвижной состав» на дискретном множестве частот и установления величин интенсивности изнашивания, характеризующих долговечность сопряжений, была

использована новая установка, реализующая возвратно-поступательное движение. Схема установки представлена на фиг.9 и 10. (На фиг.9 изображена кинематическая установка возвратно-поступательного трения лабораторного комплекса «путь-подвижной состав»: 1 - электродвигатель; 2 - ременная передача; 3 - шкив; 4 - кулиса; 5 - устройство закрепления образца; 6 - верхний контробразец (колесо); 7 - нижний образец; 8 - тензодатчик силы трения; 9 - образцедержатель; 10 - тележка; 11 - нагружающее устройство в горизонтальном направлении; 12 - ось верхнего контробразца; 13 - нагружающее устройство в нормальном направлении; 14 - тензодатчик силы в нормальном направлении, 15 - нагружающий рычаг. На фиг.10 представлена фотография общего вида установки.)

Привод комплекса состоит из электродвигателя с асинхронным управлением и ременной передачи, позволяющих осуществлять заданные скорости относительного скольжения исследуемой пары трения при рабочем ходе возвратно-поступательного движения нижнего образца $L=100$ мм, что соответствует заданной частоте взаимного перемещения и колебаниям ФМС «колесо - рельс». Заданная частота взаимного перемещения осуществляется изменением эксцентриситета кулисы 4, т.е. точки крепления кулисы 4 на шкиве 3. Нормальное давление на контакте создается путем расчета соответствующей площади испытываемых образцов. Регистрация получаемого спектра виброколебаний трибопары осуществляется тензодатчиками 8 и 14. Данные с датчиков через тензоусилитель передаются на ЭВМ, где производится их графическая интерпретация.

При включении привода происходит вращение кривошипа 4 и реверсивное движение нижнего образца 7 относительно верхнего 6. За счет возникающей силы трения в контакте верхний образец вращается относительно нижнего образца относительно неподвижной оси 12 исследуемого резьбового соединения. Сигнал, возбуждаемый исследуемым фрикционным взаимодействием, регистрируется тензодатчиками, которые работают в частотном диапазоне, определяемом программными параметрами лабораторного комплекса «Фрикционная механическая система», в котором нижняя частота составляет 0 Гц, а верхняя - 40 кГц (согласно технической характеристике используемого в лаборатории аналогово-цифрового преобразователя). Регистрируются виброперемещения нагружающего устройства 13 в нормальном направлении силы трения и тангенциальном направлении устройством 11. Для обработки экспериментальных данных применялась программа MATLAB, дополненная программным модулем, позволяющим решать задачи трибочастотной адаптации, позволяющая определить автоспектры нормальной и тангенциальной сил в отдельности, взаимный спектр, частотную передаточную функцию и другие характеристики виброколебаний исследуемой трибопары.

Так, например, при переходе от шестимассной динамической системы (фиг.1) к трехмассной модели фрикционного контакта на дискретном множестве частот на основе равенства кинетической и потенциальной энергий и выбранного масштабного фактора выполняется приведение значений масс и жесткостей связей следующим образом

$$\begin{aligned}
 m_{1пр} &= m + m_m; & C_{1пр} &= \frac{C \cdot C_m}{C + C_m} \\
 m_{2пр} &= m_n; & C_2 &= C_k; \\
 m_{3пр} &= m_p + m_w + m_b; & C_{3пр} &= \frac{C_p \cdot C_w \cdot C_b}{C_p \cdot C_w + C_w \cdot C_b + C_b \cdot C_p}
 \end{aligned} \quad (7)$$

где $m_{1пр}$ - массы кузова и надрессоренной части тележки приведены к массе нагружающего рычага 15; $m_{2пр}$ - масса колесной пары приведена к массе верхнего контробразца 6 (колесу); $m_{3пр}$ - массы рельса, шпалы и балласта приведены к массе нижнего образца 7; $C_{1пр}$ - жесткость люлечного и рессорного подвешиваний приведены к

моделируемой жесткости пружины 13; C_{2np} - контактная жесткость колеса и рельса исследуется методом фактической площади касания; C_{3np} - жесткость рельса, шпалы и балласта приведены к жесткости тележки 10.

Тогда система дифференциальных уравнений (1) примет следующий вид

$$\left. \begin{aligned} m_{1np} \ddot{z}_1 + C_{1np}(z_1 - z_2) &= 0 \\ m_{2np} \ddot{z}_2 - C_{1np}(z_1 - z_2) + C_2(z_2 - z_3) &= C_2 \eta \\ m_{3np} \ddot{z}_3 - C_2(z_2 - z_3) + C_{3np} z_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Для определения собственных частот колебаний такой механической системы выберем внешнее воздействие на механическую систему η в виде $\eta = \eta_0 \cdot \sin(\omega t)$. Тогда перемещения масс будут следующие выражения

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= a_1 \cdot \sin(\omega t + \alpha_1) \\ z_2 &= a_2 \cdot \sin(\omega t + \alpha_2) \\ z_3 &= a_3 \cdot \sin(\omega t + \alpha_3) \end{aligned} \right\}$$

где a_i - амплитуды перемещений масс.

После подстановки функций в уравнения (8), получим

$$\left. \begin{aligned} -m_{1np} a_1 \omega^2 + C_{1np}(a_1 - a_2) &= 0 \\ -m_{2np} a_2 \omega^2 - C_{1np}(a_1 - a_2) + C_2(a_2 - a_3) &= 0 \\ -m_{3np} a_3 \omega^2 - C_2(a_2 - a_3) + C_{3np} a_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Несмотря на то, что в уравнениях (9) четыре неизвестных (амплитуды и частота), частоту можно вычислить следующим образом.

Из первого и третьего уравнений (9) находим отношения амплитуд колебаний

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{C_1}{C_1 - m_1 \omega^2}; \quad \frac{a_2}{a_3} = \frac{C_2 + C_3 - m_3 \omega^2}{C_2} \quad \text{и такие же отношения из второго уравнения}$$

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{C_1 + C_2 - m_2 \omega^2 - \frac{C_2^2}{C_2 + C_3 - m_3 \omega^2}}{C_1}; \quad \frac{a_2}{a_3} = \frac{C_2}{C_1 + C_2 - m_2 \omega^2 - \frac{C_1^2}{C_1 - m_1 \omega^2}} \quad (10)$$

Совместимость полученных выражений приводит к уравнению, в котором одна неизвестная - частота ω :

$$\frac{C_1}{C_1 - m_1 \omega^2} = \frac{C_1 + C_2 - m_2 \omega^2 - \frac{C_2^2}{C_2 + C_3 - m_3 \omega^2}}{C_1};$$

$$\frac{C_2 + C_3 - m_3 \omega^2}{C_2} = \frac{C_2}{C_1 + C_2 - m_2 \omega^2 - \frac{C_1^2}{C_1 - m_1 \omega^2}}$$

или

$$\begin{aligned} m_1 m_2 m_3 \omega^6 - [(m_1 + m_2) m_3 C_1 + m_1 m_3 C_2 + m_1 m_2 (C_2 + C_3)] \omega^4 + \\ + [m_1 \{C_1 (C_2 + C_3) - C_2 C_3\} + (m_2 + m_3) C_1 C_2 + m_2 C_1 C_3] \omega^2 = C_1 C_2 C_3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_1 m_2 m_3 \omega^6 - [m_1 m_2 (C_2 + C_3) + m_1 m_3 (C_1 + C_2)] \omega^4 + \\ + [m_1 \{C_1 C_2 + C_1 C_3 + C_2 C_3\} + m_2 (C_1 C_2 + C_1 C_3) + m_3 C_1 C_2] \omega^2 = C_2 (C_1 C_2 - C_1^2 - C_1 C_3). \end{aligned}$$

Решив полученную систему уравнений относительно неизвестной частоты ω , можно найти неизвестные значения амплитуд колебаний, подставив значения частот в (10).

Программное обеспечение испытательных стендов включает специальную программу записи и обработки сигналов с датчиков каткового стенда и установки «Фактическая площадь касания» vibro. Скриншот программы представлен на фиг.11.

В программе задается:

- частота дискретизации - максимальная частота зависит от тактовой частоты компьютера, технической характеристики АЦП и подбирается экспериментально (например, 40 кГц);

5 - длительность выборки - задает время записи в секундах. Запись начинается с момента нажатия на клавишу СТАРТ и продолжается до истечения времени, заданного в данном пункте или до нажатия на клавишу СТОП. Длительность записи ограничена только размером жесткого диска компьютера;

- калибровка - уровни, которые установлены в данный момент, считаются нулевыми
10 (выбирается смещение нуля).

Записанные программой сигналы используются программой обработки сигналов, например MATLAB. Система MATLAB разработана фирмой The MathWorks, Inc. (США, г.Нейтик, шт.Массачусетс) и является интерактивной системой для выполнения инженерных и научных расчетов, ориентированной на работу с массивами данных.

15 Система использует математический сопроцессор и допускает возможность обращения к программам, написанным на языках FORTRAN, С и С++.

Программное обеспечение вычисляет частотную функцию передачи по результатам обработки сигналов нормальной нагрузки и силы трения и на основе анализа частотной функции передачи осуществляется анализ динамического состояния ФМС, а также
20 проверку ее устойчивости по критериям устойчивости Найквиста, Ляпунова и пр.

Приведем некоторые теоретические сведения /21...23/.

Пусть выходной сигнал узла трения $y(k)$ представляет сумму (с весовыми коэффициентами) некоторого количества предыдущих выходных отсчетов, зависящих от некоторого количества входных отсчетов $u(k)$ (включая последний). Если сгруппировать
25 полученные слагаемые так, чтобы с одной стороны от знака равенства были только входные отсчеты, а с другой - только выходные, то получим форму записи, называемую разностным уравнением:

$$y(k) + a_1 y(k-1) + a_2 y(k-2) + \dots + a_n y(k-n) = b_0 u(k) + b_1 u(k-1) + \dots + b_m u(k-m), \quad (11)$$

30 где k - номер отсчета, a_i, b_i - вещественные коэффициенты.

Структура разностного уравнения похожа на структуру дифференциального уравнения аналоговой системы, только вместо операции дифференцирования в формуле фигурируют задержки дискретных последовательностей сигнала.

Выходной сигнал, исходя из линейности и стационарности рассматриваемой системы,
35 должен представлять собой линейную комбинацию импульсных характеристик:

$$y(k) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} u(m) \cdot w(k-m), \quad (12)$$

где $w(k)$ - импульсная характеристика дискретной динамической системы.

40 Удобным способом анализа дискретных последовательностей является z-преобразование (z-transform). Смысл его заключается в том, что последовательность чисел $\{u(k)\}$ ставится в соответствие функции комплексной переменной z

$$U(z) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} u(k) \cdot z^{-k}. \quad (13)$$

45 где z^{-k} - элемент памяти дискретного фильтра, осуществляющий задержку дискретной последовательности на k тактов ($z^{-k} = e^{-pT}$); $u(k)$ - отсчеты входного сигнала; $U(z)$ - z-преобразование входного сигнала.

Знание импульсной характеристики дискретной системы позволяет проанализировать прохождение через дискретную систему любого сигнала и найти внутреннее состояние
50 любой динамической системы. Применив z-преобразование к уравнениям дискретной системы (12), получим системную функцию дискретной системы или функцию передачи (transfer function)

$$W(z) = \frac{Y(z)}{U(z)} = \sum_{k=0}^{\infty} w(k) \cdot z^{-k}, \quad (14)$$

где $Y(z)$ и $U(z)$ - z-преобразования выходного и входного сигналов; $w(k)$ - импульсная характеристика системы от k-го отсчета входного сигнала.

Применив z-преобразование к обеим частям разностного уравнения (11), получим

$$(1 + a_1 \cdot z^{-1} + a_2 \cdot z^{-2} + \dots + a_n \cdot z^{-n}) \cdot Y(z) = (b_0 + b_1 \cdot z^{-1} + b_2 \cdot z^{-2} + \dots + b_m \cdot z^{-m}) \cdot U(z)$$

Отсюда легко получить вид функции передачи дискретной системы:

$$W(z) = \frac{b_0 + b_1 \cdot z^{-1} + b_2 \cdot z^{-2} + \dots + b_m \cdot z^{-m}}{1 + a_1 \cdot z^{-1} + a_2 \cdot z^{-2} + \dots + a_n \cdot z^{-n}}. \quad (15)$$

Таким образом, функция передачи физически реализуемой дискретной системы показывает, как изменяется при прохождении через систему комплексная амплитуда синусоиды с частотой ω и может быть представлена в виде отношения полиномов по отрицательным степеням переменной z . Полином числителя характеризует внешнее воздействие на узел трения, а полином знаменателя (характеристический полином) - результат этого воздействия на узел трения.

Зная спектры (* (* Спектр - форма представления анализируемого сигнала не во временной области исследования, а в частотной. Преобразование сигнала из временного домена исследований в частотный осуществляется алгоритмом быстрого преобразования Фурье согласно выражению

$$\dot{S}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \cdot e^{-j\omega t} dt.$$

дальше рассчитывается взаимный спектр входного и выходного сигналов, представляющий собой произведение их спектральных функций, одна из которых подвергнута комплексному сопряжению:

$$\dot{S}_{\text{Вых_Вх}}(\omega) = \dot{S}_{\text{Вых}}(\omega) \cdot \dot{S}_{\text{Вх}}^*(\omega) =$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} u(t) y(t-\tau) \cdot e^{-j\omega t} dt d\tau =$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} u(t) \cdot e^{-j\omega t} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} y(t-\tau) \cdot e^{-j\omega(t-\tau)} d(t-\tau) dt = \quad (16)$$

$$= \dot{S}_{\text{Вх}}(\omega) \cdot W(\omega) \cdot \dot{S}_{\text{Вх}}^*(\omega) =$$

$$= |\dot{S}_{\text{Вх}}(\omega)|^2 \cdot W(\omega),$$

где $\dot{S}_{\text{Вх}}^*(\omega) = \dot{S}_{\text{Вх}}(-\omega)$ - комплексное сопряжение спектральной плотности входного сигнала. Если сигнал $u(t-\tau)$ - четная функция, то спектр будет чисто вещественным (будет являться четной функцией). Если $u(t-\tau)$ - функция нечетная, то спектральная функция $\hat{S}(\omega)$ будет чисто мнимой (и нечетной); $|\dot{S}_{\text{Вх}}(\omega)|^2$ - энергетический спектр входного сигнала,

автоспектр; $W(\omega)$ - комплексный коэффициент передачи системы; $u(t)$ - входной сигнал,

поступающий на узел трения (изменение нормальной нагрузки), Н; $y(t)$ - выходной

сигнал, полученный в результате трения (тангенциальная сила трения), Н; t - регистрируемое время, с; τ - временной сдвиг выходного сигнала относительно входного,

с ω - регистрируемая частота сигналов $\left(0 \dots \frac{f_d}{2}\right)$, Гц; f_d - частота дискретизации АЦП.

Таким образом, если спектры сигналов не перекрываются, то их взаимный спектр равен нулю на всех частотах и взаимная корреляционная функция этих сигналов будет также равна нулю при любых временных сдвигах τ . Следовательно, сигналы с неперекрывающимися спектрами являются некоррелированными.

Из полученного выражения (16) определяется комплексный коэффициент передачи дискретной системы

$$W(\omega) = \frac{\text{Взаимный спектр}(u, y)}{\text{Автоспектр}(u)} = \frac{\dot{S}_{\text{ВЫХ_ВХ}}(\omega)}{|\dot{S}_{\text{ВХ}}(\omega)|^2}. \quad (17)$$

Математические модели динамики реальных технических систем являются, в основном, нелинейными и во многих случаях не могут быть линеаризованы из-за возможности потерять характерные динамические свойства, обусловленные принципиальной нелинейностью уравнений динамики. Однако, с некоторыми ограничениями, частотную передаточную функцию механической системы линеаризовывают по критерию минимума дисперсии выходного сигнала импульсной функции Дирака /24/. Оптимальным порядком полиномов числителя и знаменателя является такой порядок полиномов числителя (m) и знаменателя (n) функции передачи (11), при котором дисперсия выходного импульсного сигнала будет минимальна.

Результатом анализа амплитудно-фазово-частотных характеристик (АФЧХ) является возможность проверки устойчивости внутреннего пространства состояний системы и значение комплексного коэффициента трения, действующего в зоне трения испытываемых образцов /25, 26/:

$$f(j\omega) = W(j\omega) = A(\omega)e^{j\psi} = U(\omega) + jV(\omega), \quad (18)$$

где $A(\omega) = |f(j\omega)|$ - амплитудно-частотная характеристика коэффициента трения; $\psi(\omega) = \arg f(j\omega)$ - фазово-частотная характеристика коэффициента трения; $U(\omega) = \operatorname{Re} f(j\omega)$ - вещественная частотная характеристика коэффициента трения; $V(\omega) = \operatorname{Im} f(j\omega)$ - мнимая частотная характеристика коэффициента трения.

Фрагмент программы на языке программирования MATLAB приведен в приложении 1.

Рассмотрим процесс изменения коэффициента сцепления колеса локомотивов с рельсом во времени (фиг.12).

Исследование этого динамического процесса будем выполнять на установке «Фактическая площадь касания» при нормальной нагрузке $N_m = 0,408$ кН (статической нагрузке колеса на рельс $N_o = 235$ кН, отношении линейных размеров колес локомотива

$C_1 = \frac{1200 \text{ мм}}{50 \text{ мм}} = 24$ и масштабном факторе нормальной нагрузки $C_N = C_1^2 = 576$) и

скорости качения колес модели $V_m = 0,1$ м/с и объекта исследования $V_o = 2,4$ м/с = 8,64 км/ч.

Результаты приведены на фиг.13, соответствующие трению качения колеса по рельсу (фиг.12.а), трению качения с проскальзыванием (фиг.12.б) и чистому скольжению колеса по рельсу (фиг.12.в).

Использование данной методики позволяет прогнозировать момент срыва сцепления по форме годографа Найквиста, характеризующей перераспределение диссипативной и консервативной составляющих энергии фрикционного взаимодействия анализируемой трибосистемы. При высоких значениях ($\psi > 0,25$) коэффициента сцепления (фиг.13.а) относительное проскальзывание незначительное и, как следствие, основная часть кривой Найквиста расположена в высокочастотной области. Перед срывом сцепления происходит перераспределение консервативной и диссипативной составляющих энергии в сторону увеличения последней. Увеличение диссипативной составляющей обуславливает «вытягивание» годографа Найквиста вдоль мнимой оси (фиг.13.б) более 30%. Срыв сцепления (фиг.13.в) характеризуется мгновенным перераспределением работы сил трения.

На основании полученной методики разработана система прогнозирования срыва сцепления колеса с рельсом на основе анализа корреляционной связи между активным и реактивным моментами на осях колесных пар с последующим воздействием на силовые приводы и приводы подачи активизатора сцепления (модификатора трения).

ИСТОЧНИКИ ИНФОРМАЦИИ

1. Авторское свидетельство СССР № 165564, кл. G 01 N 3/56, 1964.
2. Авторское свидетельство СССР № 1133498, кл. G 01 N 3/56, 1982.
- 5 3. А.А. Львов и др. Динамика вагонов электропоездов ЭР22 и ЭР200 на тележках с пневматическим подвешиванием. Труды ЦНИИ МПС, 1970, вып. 417.
- 10 4. М.Ф. Вериго. Динамика вагонов (конспект лекций). М.: ВНИИЖТ, 1971.
5. А.Ф. Золотарский, С.В. Вершинский и др. Железнодорожный путь и подвижной состав для высоких скоростей движения / Под ред. М.А. Чернышёва. М.: Транспорт, 1964.
- 15 6. Бердинских В.А., Запорожец В.В. Статическое моделирование процессов фрикционно-контактного взаимодействия при внешнем трении // Надежность и долговечность машин и сооружений. 1984. № 5. С. 80 - 84.
- 20 7. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. М.: Высшая школа, 1963. 254 с.
8. Назаров А.Г. О механическом подобии твердых деформируемых тел. Ереван: Изд-во АН Арм. ССР. 1965. 218 с.
- 25 9. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике. М.: Наука, 1967. 438 с.
10. Bockmenn G., Schulz W. Modellierung des Tropfenschlagverschleises in der instationären Phase // Schmierungstechnik. 1984. Jg. 15. - № 8. S. 246 - 250.
- 30 11. Lorenz A. Modellbetrachtungen zum Schädigungsprozess in Maschinen und Geraten // Schmierungstechnik. 1984. Jg. 15. № 8. S. 250 - 253.
12. Шаповалов В.В. Комплексное моделирование динамически нагруженных узлов трения машин // Трение и износ. 1985. № 3. С. 451 - 457.
- 35 13. Щербак П.Н. Моделирование динамически нагруженных узлов трения строительных машин // Надежность строительных машин и оборудования промышленности строительных материалов: Межвуз. сб. науч. тр. Ростов н/Д: РИСИ. 1986.
- 40 14. Максак В.И. Предварительное смещение упругого контакта и его демпфирующие свойства с учетом микрогеометрии и волнистостей // Микрогеометрия и эксплуатационные свойства машин: Сб.тр. 1976. Рига. Вып. 4.
- 45 15. Шаповалов В.В. Комплексное моделирование динамически нагруженных узлов трения машин // Трение и износ. 1985. № 3. С. 451 - 457.
- 50 16. Бакли Д. Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии: Пер. с англ./ Под ред. А.И. Свиреденка. М.: Мир, 1986. 294 с.

17. Костерин Ю.Н. Механические автоколебания при сухом трении. М.: Изд-во АН СССР. 1966. 75 с.
18. Щавелин В.М., Сарычев Г.А. Акустический контроль узлов трения ЯЭУ. М.: Энергоатомиздат, 1988.
19. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Модели трения и изнашивания в машинах. М.: Машиностроение, 1982.
20. Браун Э.Д. Расчет масштабного фактора при оценке трения и изнашивания // Износостойкость. М.: Наука, 1975.
21. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука, 1972, 768 с.
22. Марпл.-мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 584 с., ил.
23. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко – СПб.: Питер, 2003. – 604с.: ил.
24. Г. Дженкинс, Д. Ваттс. Спектральный анализ и его приложения. Вып. 1. Перевод с англ. В.Ф. Писаренко. М.: Мир, 1971.
25. Заковоротный В.Л., Шаповалов В.В. Исследование коэффициента трения при периодических движениях. // Известия Северо-Кавказского научного центра высшей школы. Сер. Технические науки, 1979, №2, с. 40-49.
26. Заковоротный В.Л., Шаповалов В.В. Исследование комплексного коэффициента трения. // Трение и износ. 1987, с. 22-24.

Формула изобретения

Способ испытаний узлов трения, при котором механические системы объектной и модельной фрикционных механических систем (ФМС), состоящей из подсистемы механической и подсистемы или подсистем фрикционных, при этом механические подсистемы описываются системой аналогичных линеаризованных дифференциальных уравнений, а процессы, протекающие на фрикционном контакте (ФК) «объекта» и «модели», описываются аналогичными математическими моделями, уравнениями регрессии, получаемыми при натурном эксперименте, например, с применением математического планирования полного или дробного факторного эксперимента, при этом между параметрами «объекта» и «модели» обеспечивается следующее соотношение: отношение линейных размеров объекта (L) и модели (l) равно геометрическому масштабу подобия $\frac{L}{l} = C_T$; отношение времени протекания исследуемых процессов объекта (T) и

модели (t) равно $\frac{T}{t} = C_T = 1$; отношение физико-механических параметров материалов

(модуля упругости, температуры объемной и ее градиента и т.д.) объекта (Ф) и модели (ф) равно $\frac{\Phi}{\phi} = C_\Phi = 1$; отношение внешних сил, действующих внутри системы, объекта

(F) и модели (f) равно $\frac{F}{f} = C_F = C_L^2$; отношение площадей объекта (S) и модели (s)

равно $\frac{S}{s} = C_s = C_L^2$, отличающийся тем, что отношение амплитуд колебаний связей

механических подсистем и деформаций микронеровностей объекта (A) и модели (a) равно

$$\frac{A}{a} = C_A = 1; \quad \text{отношение параметров микрогеометрии фрикционных поверхностей}$$

объекта (H) и модели (h) равно $\frac{H}{h} = C_H = 1$; отношение контактного давления объекта

(Q) и модели (q) равно $\frac{Q}{q} = C_Q = 1$; отношение линейных скоростей скольжения объекта

(V) и модели (v) равно $\frac{V}{v} = C_V = 1$; отношение масс объекта (M) и модели (m) равно

$$\frac{M}{m} = C_M = C_L^2; \quad \text{отношение жесткостей объекта (C) и модели (c) равно}$$

$$\frac{C}{c} = C_C = C_M = C_L^2; \quad \text{отношение частот колебаний объекта (Ω) и модели (ω) равно}$$

$$\frac{\Omega}{\omega} = C_\Omega = 1; \quad \text{отношение удельных величин спектральных плотностей мощности}$$

$$\frac{W(\Omega, S)}{W(\omega, s)} = C_{W(\Omega, s)} = 1 \quad \left(\text{где } W(\Omega, S) = \frac{T}{S} \cdot \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot e^{-i\Omega t} dt \right) \quad - \text{ спектральная плотность}$$

сигнала x(t) в единицу времени T на частоте Ω, приходящаяся на единицу площади S поверхности), при этом правые части дифференциальных уравнений (внешние возмущающие воздействия математических моделей ФМС) обеспечивают выполнение

$$C_A = \frac{A}{a} = 1 \quad \text{и частоты колебаний}$$

$$C_\Omega = \frac{\Omega}{\omega} = 1, \quad \text{при этом измерение трибопараметров ФМС осуществляется во время}$$

проведения испытаний, коэффициент трения представляется в виде комплексной функции, т.е. в виде отношения взаимного трибоспектра в тангенциальном и нормальном направлениях к автотрибоспектру в нормальном направлении, действительная часть которого характеризует упругие, а мнимая - диссипативные свойства подсистемы фрикционного контакта, одновременно выполняется контроль и фиксирование удельной площади касания в реальном масштабе времени, например, методом проводимости в паре металл-металл или методом лазерного просвечивания в паре металл-полимер, а значение контактной температуры (максимальной объемной температуры, температуры на вершинах микронеровностей контакта) определяется формулой

$$\Theta_{\max} = \frac{J^2 \cdot R_k \cdot \rho}{\alpha_T \cdot l_k},$$

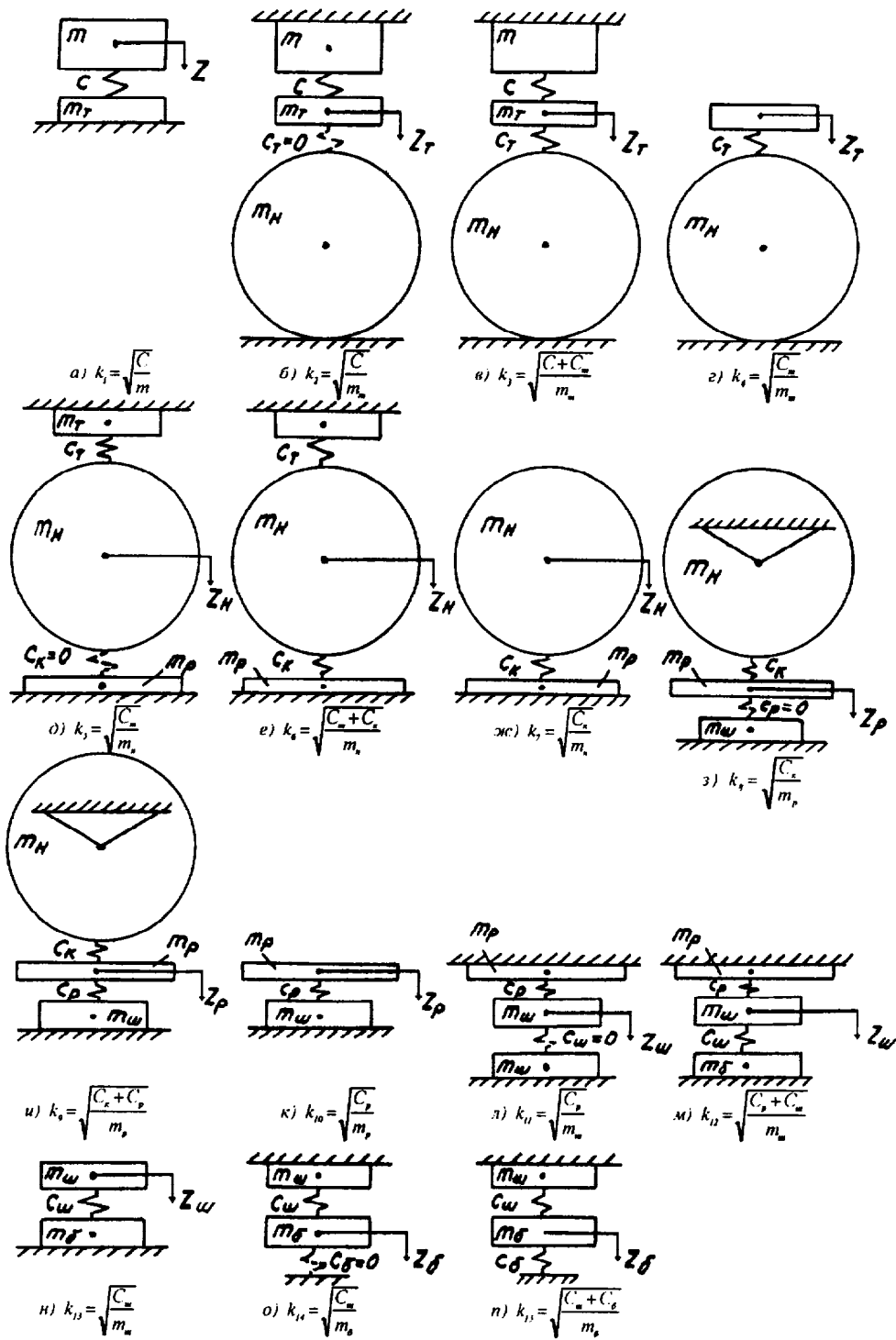
где J - ток, проходящий через контакт;

R_k - сопротивление контакта;

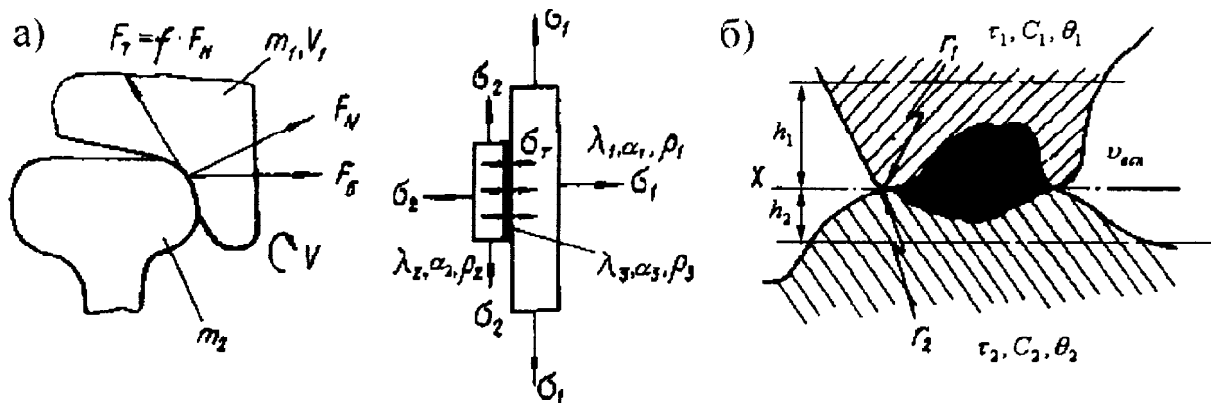
α_T - коэффициент внешней теплоотдачи;

ρ - удельное сопротивление,

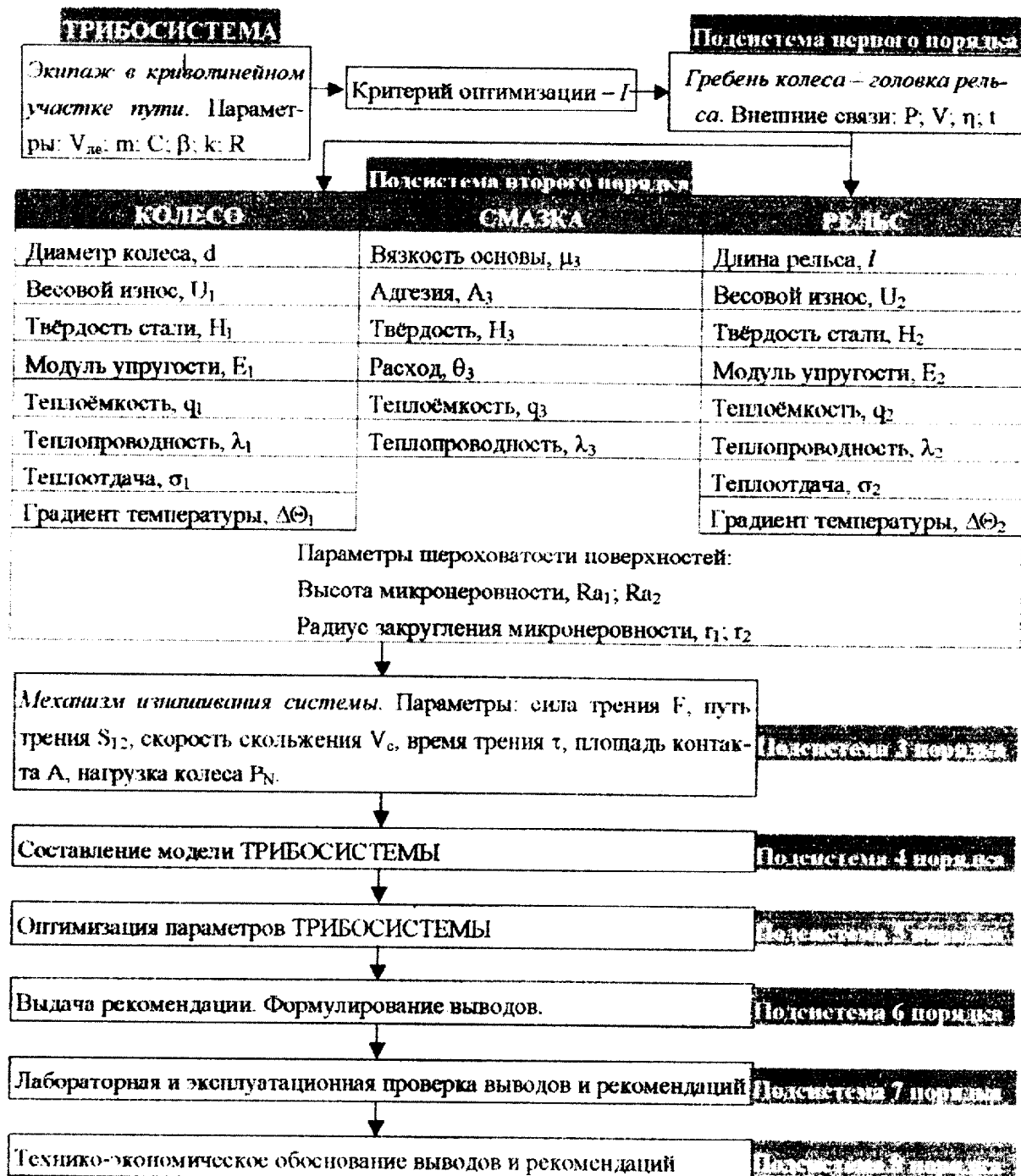
l_k - «длина» контакта.



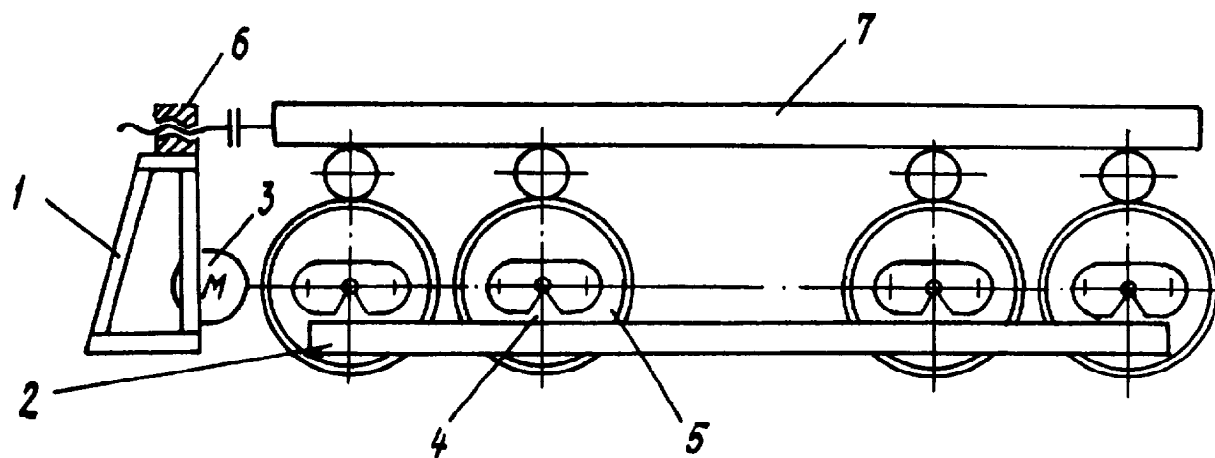
Фиг. 2



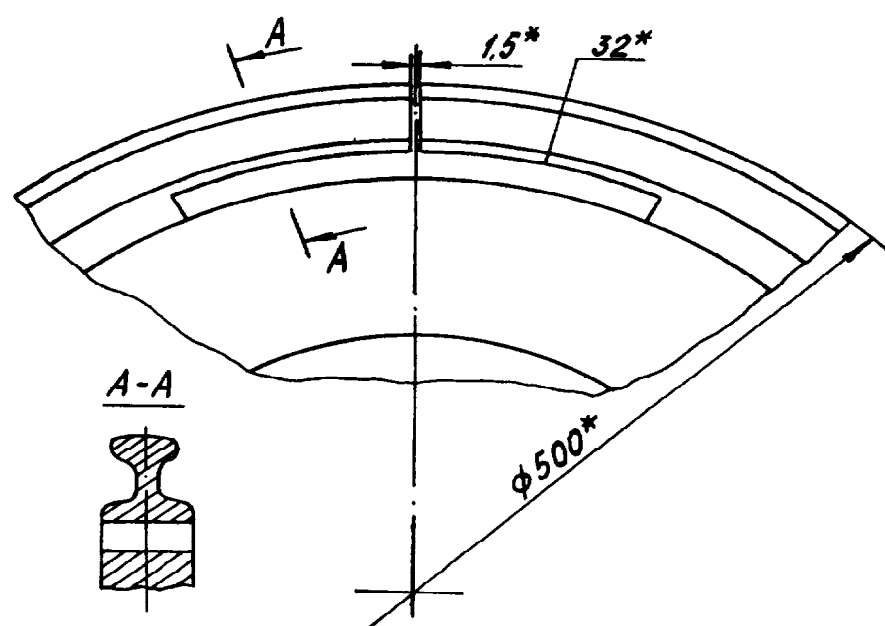
Фиг. 3



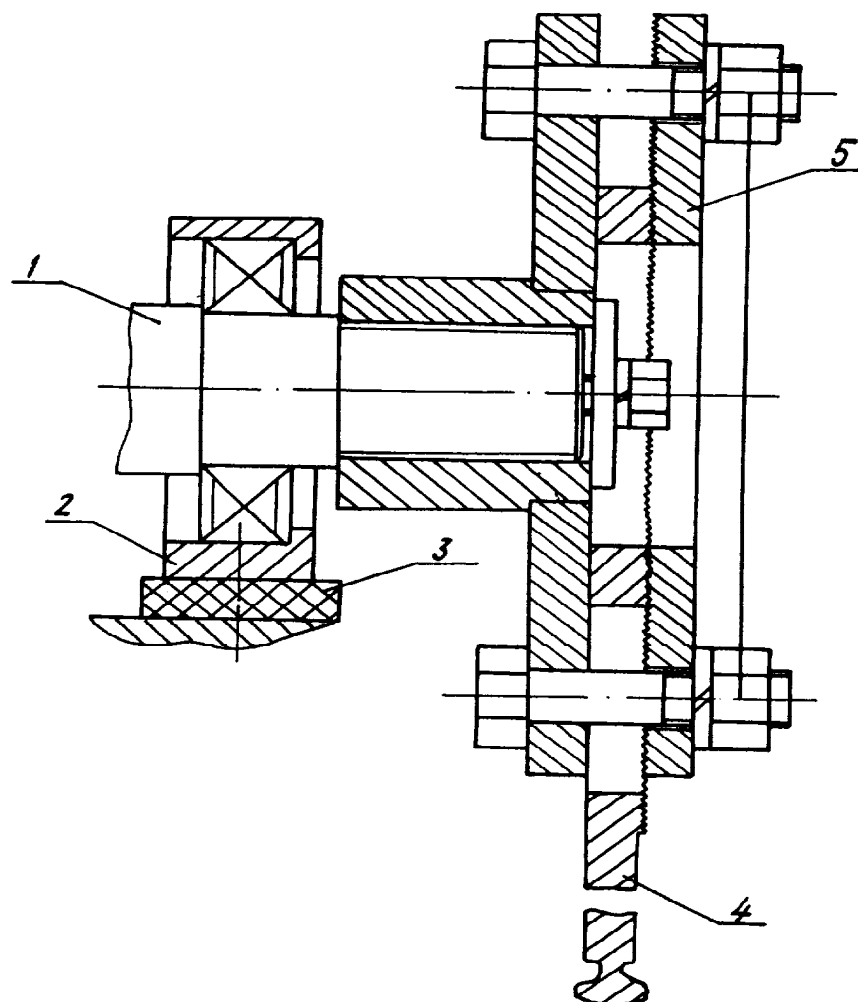
Фиг. 4



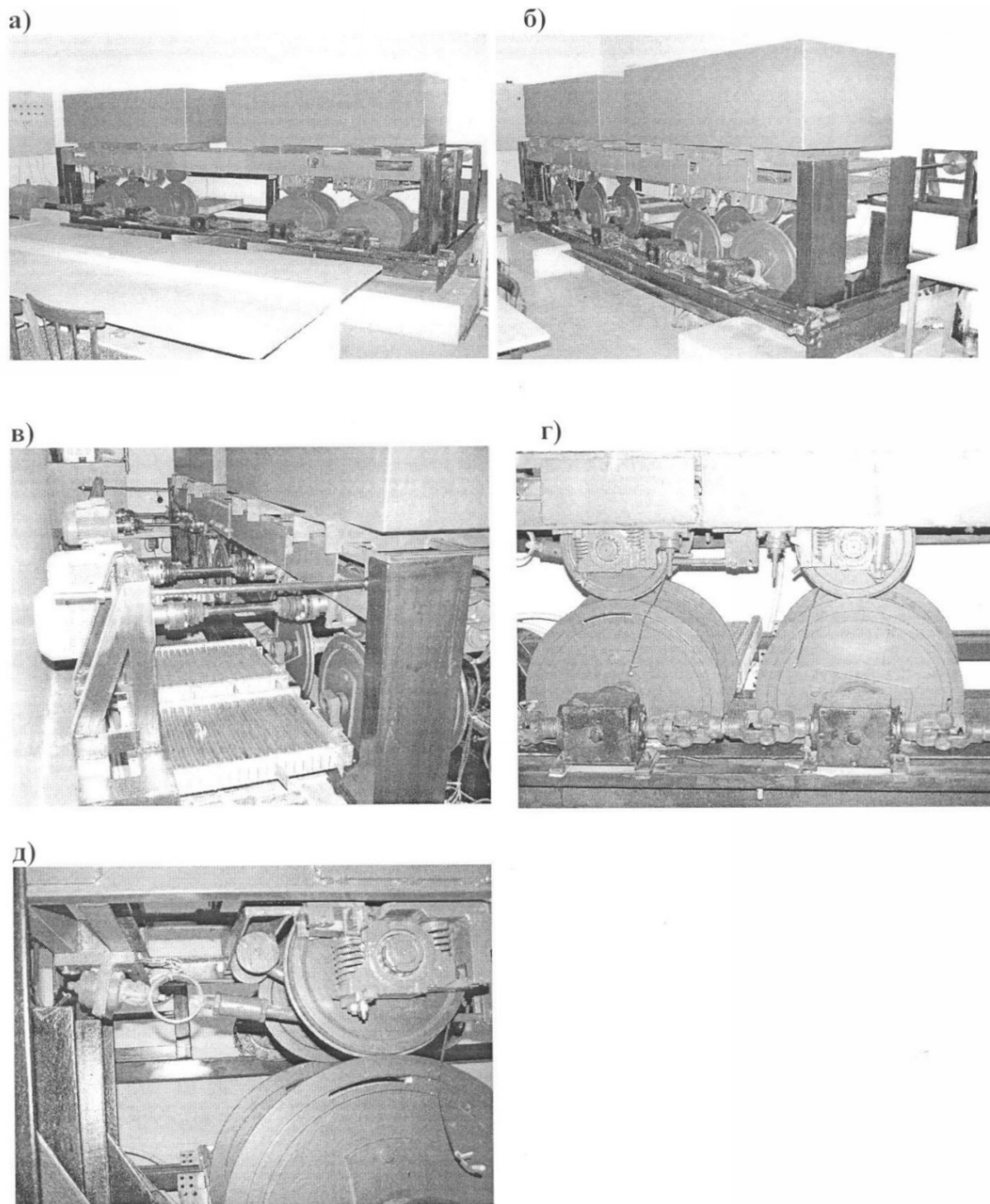
Фиг. 5



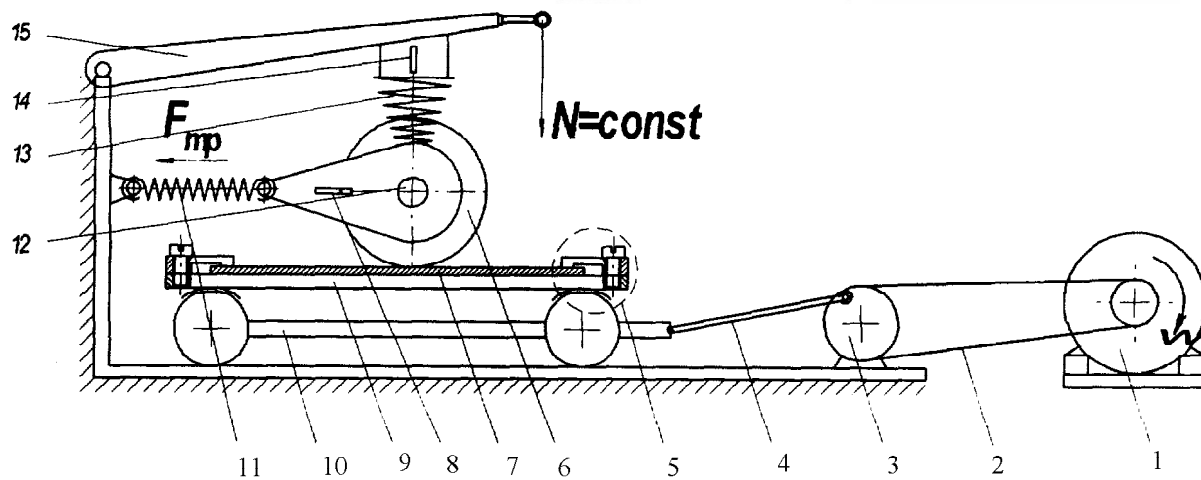
Фиг. 6



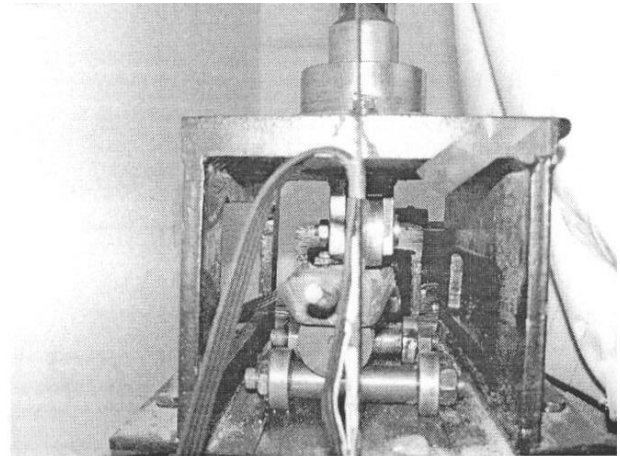
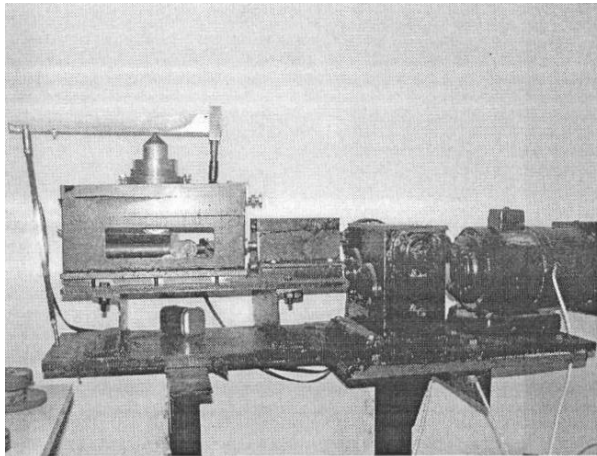
Фиг. 7



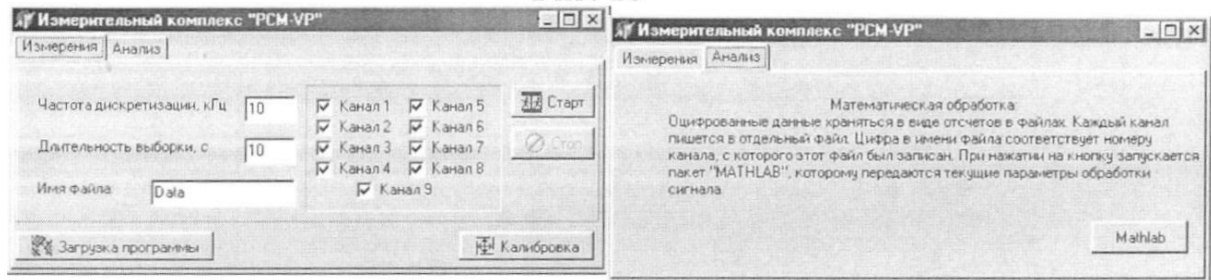
Фиг. 8



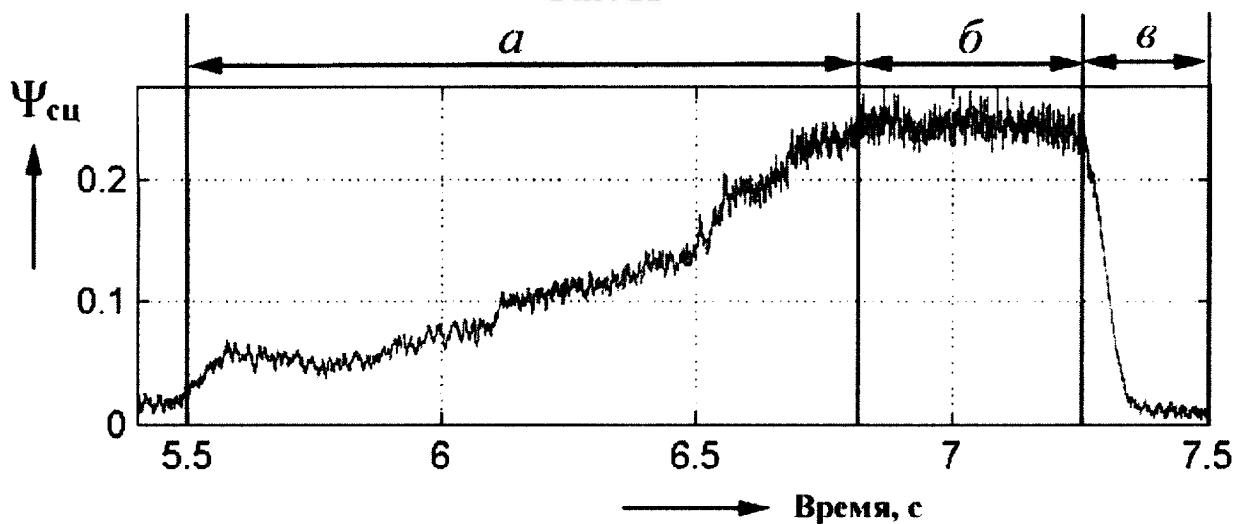
Фиг. 9



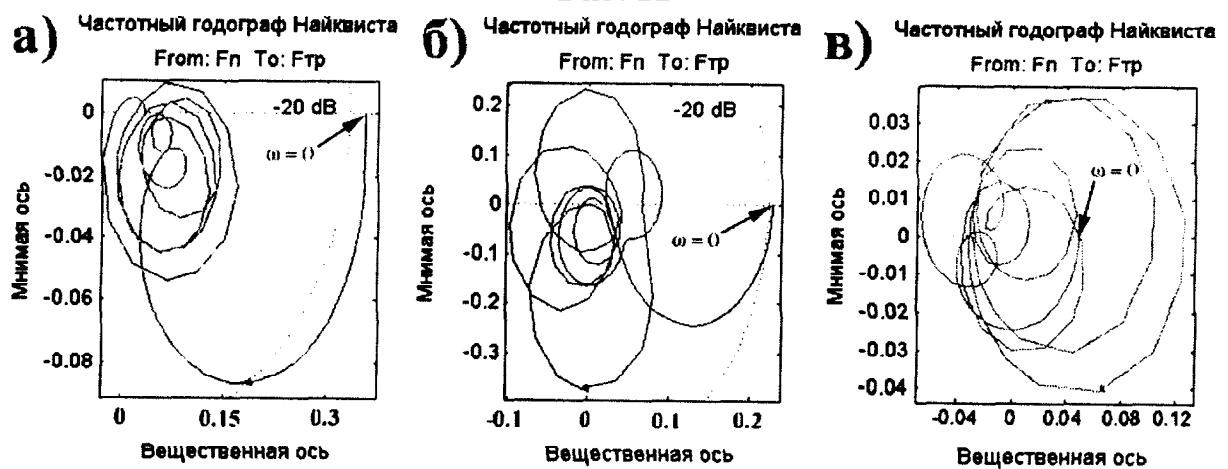
Фиг. 10



Фиг. 11



Фиг. 12



Фиг. 13