

Баев С.В. На правах рукописи
Аспирант Баев С.В.

НЕКОТОРЫЕ ЗАДАЧИ АВТОКОЛЕБАНИЙ
ПРИ СУХОМ ТРЕНИИ

(Специальность 01.022 - сопротивление материалов и
строительная механика)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Днепропетровск
1970

НТБ
ДНУЖТ

41329

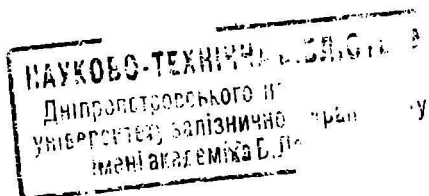
На правах рукописи

Аспирант Баев С.В.

НЕКОТОРЫЕ ЗАДАЧИ АБТОКОЛЕБАНИЙ
ПРИ СУХОМ ТРЕНИИ

4034 1
(Специальность 01.022 - сопротивление материалов и
строительная механика)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук



Днепропетровск
1970

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор Бондарь Н.Г.

Официальные оппоненты

доктор технических наук, профессор Моргазовский А.Б.,
кандидат технических наук, доцент Длугач Л.А.

Ведущее предприятие - Днепропетровский ордена Трудового Красного Знамени государственный университет им. 300-летия воссоединения Украины с Россией .

Автореферат разослан

12 августа

Защита диссертации состоится *в октябре* 1970 г.
на заседании Совета Днепропетровского института инженеров
железнодорожного транспорта (г. Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2, ДИИТ).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института .

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или прислать свои отзывы о работе по адресу

г. Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2, ДИИТ.

Ученый секретарь Совета института .

НТБ
ДНУЖТ

Среди явлений, сопровождающих процесс трения, большой научный и практический интерес представляет самовозбуждение механических колебаний в упругих системах .

Механические автоколебания представляют собой широко распространенное явление в технике. Известно, что при резании металлов в определенных условиях возникает вибрация, которая приводит к резкому ухудшению качества обработки детали при резании, а чаще всего приводит деталь в негодность. Результатом автоколебаний являются и резкие рывки при трогании автомобиля с места, диск тормозов автомобиля или подвижного состава при торможении, скачкообразное перемещение трущихся деталей приборов, что резко снижает точность работы последних. Часто возникающие механические автоколебания вызывают большие напряжения в строительных конструкциях, имеющих механизмы с сухим трением. К таким конструкциям относятся подъемные и поворотные мосты . Ден-Гартогом Дж.П. описан случай обрушения одной из опор подъемного моста из-за возникших интенсивных автоколебаний.

Исследованиями установлено, что возникновение автоколебаний обусловлено особым видом статических и кинетических фрикционных характеристик.

Часть исследователей полагала, что возникновение автоколебаний обусловлено кинетическими характеристиками. Широкое распространение получила теория Н.М. Кайдановского и С.Э. Хайкина. Согласно этой теории возникновение автоколебаний релаксационного типа объясняется уменьшением силы трения с увеличением скорости скольжения по сопрягаемым поверхностям .

НТБ
ДНУЖТ

Основных положений изложенной теории придерживаются Штурманн, Варлоу-Девис, В.О.Конonenко, Морган, Мускат, Рид и Сэмпсон, Н.Р.Бессараб .

Анализируя процесс возникновения вибраций при резании, А.И.Каширин также исходит только из наличия падающего участка скоростной характеристики силы трения .

Исследования, проведенные И.В.Крагельским показали, что в общем случае скоростная зависимость силы трения скольжения $F_{ск}$ от скорости относительного смещения $\dot{\epsilon}$ имеет вид

$$F_{ск} = (a + b \cdot \dot{\epsilon} e^{-k\dot{\epsilon}}) + d, \quad (1)$$

где параметры a, b, k, d зависят от условий работы, свойств материалов пары трения и состояния поверхности контакта. Аналогичная зависимость получена Н.Ф.Куниным и Г.Д. Ломаниным .

Согласно теории Н.Д. Кайденовского и С.Э. Хайкина амплитуда автоколебаний не изменяется с изменением скорости движения принудительно подвижного элемента, что противоречит опытным данным .

Еще Кулоном было замечено увеличение силы трения покоя с увеличением времени неподвижного контакта. Учитывая упруго-вязкую природу фрикционного контакта, И.В.Крагельский получил статическую характеристику силы трения покоя в виде

$$P = P_{\infty} - (P_{\infty} - F_{ско}) e^{-\frac{t}{\delta}}, \quad (2)$$

где P_{∞} и $F_{ско}$ - сила трения покоя соответственно при бесконечно длительном контакте и продолжительности контакта равной нулю, t - время неподвижного контакта, δ - постоянный коэффициент .

После статическая характеристика силы трения была уточнена В.И. Костерин

$$\rho = \rho_{\infty} [1 + \exp(-\delta_2 t^{\delta_1})]^{\gamma} \quad (3)$$

Последняя хорошо согласуется с опытными данными, а также с зависимостью (2) для значительного промежутка времени неподвижного контакта.

Параметры δ_2, ρ, γ зависят от свойств материалов и состояния поверхности трения.

А.Д.Илиным и И.В.Крегельским была выдвинута другая теория, объясняющая причину возникновения релаксационных автоколебаний наличием положительной разности между силой трения покоя и скольжения - силы сцепления, которая достигается за счет роста силы трения покоя с увеличением продолжительности неподвижного контакта. В результате исследования автоколебаний системы, вызываемых силой сцепления, А.Д. Илиным получена амплитуда в установившемся режиме с учетом зависимости (2), показано, что положение равновесия, соответствующее силе трения скольжения при скорости, равной нулю, является устойчивым, если скоростная характеристика постоянна, и неустойчивым при падающей характеристике силы трения. Особый интерес представляет полученное условие проскока после первого прыга

$$3F_{\text{ско}} < \rho_{\infty} \quad (4)$$

Впоследствии Н.Ф.Куницын и Г.Д. Ломанин было установлено, что при исследовании релаксационных автоколебаний необходимо учитывать как статическую, так и кинетическую характеристику силы трения.

НТ
ДНУЖТ

Б.В.Дерягина, В.Э.Нуж, Д.М.Толстой впервые получили решение и провели анализ движений автоколебаний, учитывая указанные выше характеристики. Ю.И.Костеринным и И.В.Крагельским была учтена более сложная кинетическая характеристика (I), однако решение выполнено графоаналитическим путем .

Очевидно, автоколебания без осановок возбуждаются только благодаря падающей зависимости сил трения.

Кроме упомянутых выше работ, исследованию таких колебаний в системе с одной степенью свободы посвящены работы И.И.Вульфсона, М.З.Коловокого, В.А.Кудинова, Я.Г.Пановко, Н.Д.Сальниковой, С.П.Стрелкова, К.В.Фролова, А.А.Харкевича, Ден-Гартога, Г.Каудерера, И.Тлуостого, Т.Хаяси, Ю.Гергеля, Р.П.Джарвиса, В.Миллса, И.Д.Кемпера . Релаксационные автоколебания рассматриваются в работах В.Ф.Петрова, Ребиндера, Б.В.Дерягина, М.М.Хрущева, Конвисарова, М.Е.Эльясберга, В.М.Яковлева и др. Исследование автоколебаний системы с двумя степенями свободы выполнено в работах Л.И.Штейнвольфа, В.Ф.Петрова, Ю.Гергеля .

Как показывают результаты экспериментов, выполненных многими учеными, релаксационные автоколебания вызывают наибольшие динамические усилия. В связи с этим настоящая работа посвящается исследованию релаксационных автоколебаний системы с одной и двумя степенями свободы .

Первая глава посвящена аналитическому исследованию автоколебаний системы с одной степенью свободы

Рассматриваемая система представляет собой упруго-связанное с опорой тело, прижатое некоторой силой к сухой поверхности. Опора равномерно перемещается относительно поверхности со скоростью u . Длина связи l уменьшается с увеличением

перемещения ξ и определяется выражением

$$l = l_0 [1 - \varepsilon (l - \xi)],$$

где l_0 - начальная длина связи.

К такой схеме в грубом приближении можно свести пролетное строение вертикально-подъемных мостов, подвижная часть которого перемещается с помощью тросов, наматываемых на барабан.

Свободная длина троса при подъеме уменьшается. Если пролетное строение имеет небольшой уклон, существует горизонтальное усилие, прижимающее подвижные подвески к направляющим и вызывающее сухое трение при подъеме.

Задача рассмотрена в предположении малой нелинейности упругой характеристики и значительной жесткости связи. Учтены статическая и кинетическая характеристики силы трения, определяемые выражениями (1) и (3). Задача предполагает небольшое усилие трения, когда изменение температуры на поверхности контакта существенно не изменяет коэффициенты скоростной зависимости силы трения.

Решение выполняется способом припасовывания. Рассматривается в отдельности участок относительного скольжения и чок. Общее решение получается путем сложения решений на каждом участке. Очевидно, на участке относительного движения следует рассматривать нестационарный режим движения, так как отрезок времени относительного скольжения очень мал. Уравнение движения имеет вид:

$$M \ddot{\xi} + 2h \dot{\xi} + F_{\text{сж}}(\xi) - \frac{q}{l} (vt - \xi) \left(1 + \frac{\xi}{l - \xi}\right) - c = 0 \quad (5)$$

где h - коэффициент вязкого сопротивления внешней среды, g - жесткость связи, c - удерживающая сила, M - масса тела

Точками обозначены производные по времени.

Для исключения линейного члена перемещения ξ уравнение (5) преобразовано к уравнению

$$\ddot{x} + (b_1 e^{-k\xi} + 2h) \dot{x} + q \frac{b_0}{e^{-k\xi} - 1} = -a_1 e^{-k\xi} - G, \quad (6)$$

где обозначено

$$a_1 = \frac{F_{\text{св}}(v)}{M}, \quad q = \frac{g}{GM}, \quad b_1 = \frac{b_0 e^{-kv}}{-M},$$

$$b_0 = \frac{h}{M}, \quad G = \frac{d-c+2hv}{M}, \quad x = \xi - vt.$$

Для решения нелинейного уравнения (6) использована комбинация метода переменного масштаба и последовательных приближений.

При использовании в качестве нулевого приближения решения линеаризованного уравнения

$$x_0 = e^{-ht} (A \cos \theta t + B \sin \theta t) - \frac{G}{q},$$

и подстановке его в нелинейные члены уравнения (6) получено уравнение с переменными коэффициентами

$$\ddot{x} + N_1(t) \dot{x} + T_1(t) x = F_1(t),$$

которое решено приближенно при помощи метода переменного масштаба

Здесь $N_1(t) = 2h_1 + b_1 e^{-kx_0}$ $F_1(t) = -(a_1 e^{-kx_0} - G)$,

НТБ
ДНУЖТ

$$T_1 = (1 - vt_1 l_0^{-1} - \chi_0 l_0^{-1})^{-1}$$

Решение получено в виде бесконечного ряда

$$\chi = \sum_{m=1}^{\infty} S_m \cos(m\theta t + \varphi_m) - \frac{Q}{q},$$

где S_m, φ_m - амплитуда и сдвиг фазы m -ой гармоники, θ - частота свободных колебаний системы
 $q \approx \theta^2 \quad Q = Q(G, a, l, h).$

Из условия равенства скорости в начале и конце движения получено условие останова, а также время относительного движения.

Время неподвижного контакта t_2 определяется из трансцендентного уравнения

$$T_1 + vt_2 \frac{q}{l_0 - vt_1} = \rho,$$

которое решается методом последовательных приближений.

Аналитическое решение задачи составлено с численным, полученным на ЭЦВМ «Урал-1»

Полученное решение обладает одним недостатком, который является следствием приложения метода припасовывания: в различных участках решение имеет различный вид. В связи с этим сделана попытка получить приближенное решение, общее для участка относительного покоя и движения. Для упрощения принято, что восстанавливающая сила линейна и автоколебания вызывается, в основном, существованием силы сцепления. Рассмотрен стационарный режим с периодическими остановками. Как показали

Я.Г.Пановко и Г.И.Страхов, учет упругих свойств колеблющегося тела приводит к тому, что усредненная по всей поверхности сила трения покоя как функция скорости смещения изменяется непрерывно от нуля до максимума. Принята приближенная зависимость изменения силы трения от скорости смещения, качественно совпадающая с действительной. Решение выполнено способом последовательных приближений с использованием метода перемещенного масштаба. Чтобы ограничиться первым приближением, нулевое приближение χ_0 принято близким по форме к ожидаемому решению :

$$\chi_0 = A \sin \psi(t) + R. \quad (7)$$

Здесь $\psi(t) = \theta t - v \sin \psi(t)$ Параметры A, θ, v, R , пока неизвестны.

С помощью выражения (7) получено нулевое приближение скорости смещения. Следовательно, исходное нелинейное уравнение после подстановки в нелинейные члены нулевого приближения (7) преобразуется к линейному уравнению с правой частью. Благодаря введению ряда приближенных равенств, решение в первом приближении имеет вид

$$\chi = \sum_{n=1}^{14} \left(A_n \sin \frac{n}{2} \psi + B_n \cos \frac{n}{2} \psi \right) + R,$$

где коэффициенты A_n, B_n, R зависят от параметров фрикционной зависимости в системе в целом.

Неопределенные коэффициенты получены из условия, что время неподвижного контакта соответствует участку относительного покоя на принятой форме движения, нулевое приближение скорости движения в начальный момент времени равно ско-

ДНУЖТ

рости перемещения поверхности трения и работы силы трения, представленной приближенной зависимостью, на перемещении (7) за период колебаний равна работе, выполненной силой трения.

Анализ решения показывает, что амплитуда и период колебаний возрастают с уменьшением скорости движения системы и с увеличением силы трения, что согласуется с известными опытными данными.

Аналогичным образом решена задача о движении маятника Фруда с нелинейной восстанавливающей силой, когда автоколебания носят релаксационный характер. Уравнение движения имеет вид

$$\ddot{x} + h\dot{x} + q \sin x = F_{\text{тр}},$$

где $h, q, F_{\text{тр}}$ — удельные значения соответственно коэффициента вязкого сопротивления, жесткости, силы трения.

Вторая глава посвящена аналитическому исследованию релаксационных автоколебаний системы с двумя степенями свободы, так как такую систему можно рассматривать как первое приближение к системе с многими степенями свободы.

Движение симметричной системы двух связанных тел, которые взаимодействуют силой трения с движущейся поверхностью, исследовано в работе В.Ф.Петрова. В настоящей работе исследована несимметричная система. Предполагается, что одно тело взаимодействует с движущейся поверхностью большой силой трения и связано линейно упругими связями с неподвижной опорой и вторым телом. Каждый период колебаний первого тела включает в себя участок равномерного движения, когда соприкасающаяся поверхность имеет неподвижный контакт. Уравнение движения системы имеет вид:

$$\ddot{x}_1 + 2h_1 \dot{x}_1 + q_1 x_1 + N(t) = P(\dot{x}_1) \quad (8)$$

$$\ddot{x}_2 + 2h_2 \dot{x}_2 - N(t) \beta^{-1} = 0 \quad (9)$$

Здесь введены обозначения :

x_1, x_2 - перемещение первого и второго тела

$N(t)$ - удельное уоилие ланнмодествия тел ;

$$N(t) = \beta q_2 (\gamma x_1 - x_2),$$

$\gamma x_1 - x_2$ - величина деформации связи первого и второго тела ;

q_1, q_2 - удельные жесткости связи первого тела с неподвижной опорой и связи между телами ;

γ, β - коэффициенты пропорциональности ;

h_1, h_2 - коэффициенты сопротивления, пропорциональные скорости соответственно для первого и второго тела ;

$P(\dot{x}_1)$ - усилие трения

Рассмотрены автоколебания системы, имеющие существенно выраженный релаксационный характер, когда последние значительно отличаются от гармонических. Предполагается, что скоростная зависимость силы трения линейна. Так как промежуток времени неподвижного контакта мал, принимается, что усилие трения покоя определяется зависимостью (3). Если выбрать начало отсчета в середине участка относительного покоя, тогда система уравнений (8) и (9) приобретает вид

$$\ddot{x}_1 + 2h_1 \dot{x}_1 + q_1 x_1 + \beta q_2 (\gamma x_1 - x_2) = F(\dot{x}_1) \quad (10)$$

$$\ddot{x}_2 + 2h_2 \dot{x}_2 + q_2 (x_2 - \gamma x_1) = 0 \quad (11)$$

ИЗД
ДНУЖТ

где $F(\dot{x})$ - нелинейная функция скорости

$$F(\dot{x}) = \beta_1(\dot{x}) - F_{сж}, \quad F_{сж} = F_{сж0} + z(V - \dot{x}_1), \quad z = \text{const}.$$

Так же, как и в первой главе для решения использован способ последовательных приближений. Нулевое приближение определяется выражением (7). Нелинейная функция скорости

$F(\dot{x})$ аппроксимируется другой функцией, позволяющей получить решение

$$F(\dot{x}) = \frac{a_1(1 - \cos \varphi)(1 + \pi_1 \cos \varphi)}{1 + v \cos \varphi} \quad (12)$$

Здесь v - параметр нелинейности. Параметры a_1, π_1 определяются из условий, что в точке срыва неподвижного контакта аппроксимирующая функция имеет максимум и ее работа за период колебаний на перемещении (7) равна работе силы трения

После подстановки выражения (12) в систему уравнений (10) и (11) получено решение последней в первом приближении

$$\begin{aligned} x_1 &= \sum_1^k \left[L_i \sin \psi_{1i}(t) + H_i \cos \psi_{1i}(t) \right] + M \\ x_2 &= \sum_1^k \left[S_i \sin \psi_{2i}(t) + Q_i \cos \psi_{2i}(t) \right] + L \end{aligned} \quad (13)$$

Для определения неизвестных параметров, входящих в решение (13), имеем систему алгебраических уравнений. Следовательно, решение системы дифференциальных уравнений (8) и (9) сводится к решению системы алгебраических уравнений, включающую и трансцендентные. Несмотря на сложность решения, приведенный способ позволяет исследовать движение системы, а решение

системы целесообразно выполнить с помощью электронно-вычислительных машин .

Полагая, что ρ изменяется непрерывно, можно определить максимальные амплитуды и частоты для перемещений X_1 и X_2 , которые являются оценочными, так как всегда принимают амплитуды и частоты, соответствующие целочисленным значениям ρ . В результате исследования решения установлено, что движение системы неперiodическое .

Исследован режим резко выраженных релаксационных автоколебаний рассматриваемой системы, когда период автоколебаний определяется длительностью неподвижного контакта .

В таком режиме колебания системы имеют резко выраженную нелинейность, так как период автоколебаний почти пропорционален амплитуде . Полученное выше решение окажется непригодным.

Для исследования резко выраженных релаксационных автоколебаний решение выполнено способом приспособления. Движение системы полностью определяется параметрами A_n и B_n , характеризующими амплитуду усилителя взаимодействия, усилителя при подхвате T_n и временем неподвижного контакта $2t_n$. Рассматривается в отдельности участок относительного покоя и движения.

Принимается для упрощения, что сила трения покоя определяется зависимостью (2), которая предпочтительна, если длительность неподвижного контакта существенна .

Решение сводится к тому, чтобы перейти от известных параметров A_n, B_n, T_n, t_n к неизвестным $A_{nm}, B_{nm}, T_{nm}, t_{nm}$

Для определения последних получены четыре алгебраических уравнения, среди которых уравнение для определения времени неподвижного контакта $2t_n$ - трансцендентное. Последнее равно приближенно.

Исследованием полученного решения установлено, что взаимодействие тел увеличивает максимальную амплитуду и период автоколебаний. Обнаружено, что взаимодействие тел уменьшает время неподвижного контакта для текущего периода и увеличивает для последующего, если трансцендентное уравнение для определения длительности контакта имеет несколько действительных корней.

Если ввести коэффициент влияния усилия взаимодействия на период автоколебаний

$$m = \frac{\Delta t_n}{\Delta E},$$

где ΔE - изменение амплитуды E - взаимодействия тел, а Δt_n - изменение времени неподвижного контакта, тогда можно получить приближенное равенство

$$m = [q_1 U - h_2 E - \dot{F}(t_n)]^{-1}$$

Нетрудно заметить, что для некоторых значений t_n коэффициент m становится очень большим, в результате чего незначительное увеличение усилия взаимодействия или незначительное уменьшение скорости U вызывает резкое уменьшение амплитуды и периода автоколебаний.

Исследовано развитие амплитуды колебаний первого и второго тела. Установлено, что если выполняется неравенство

$$\frac{\beta_0}{2} + \sqrt{\frac{\beta_0^2}{4} + \beta_0} > \frac{q_0}{\beta_1 q_2} > 2,$$

НТБ
ДНУЖТ

тогда малые колебания второго тела, соответствующие n -ному периоду автоколебаний, будут обязательно возрастать при переходе к последующему периоду, если амплитуда автоколебаний при переходе от $n-1$ -го к n -ому увеличивается. Однако увеличение возможно только до тех пор, пока сила трения, соответствующая $n+1$ -ому периоду, далека от максимальной. В противном случае колебания второго тела убывают при переходе к $n+1$ -ому периоду.

Исследование показывает, что увеличение параметров q_1, h_1 , уменьшение параметров q_2, h_2 , увеличение β при малых значениях βq_2 и больших q_1 приводит к более частому и резкому изменению амплитуды колебаний второго тела.

Установлено, что резко выраженные релаксационные автоколебания системы с двумя степенями свободы являются неперiodическими и развитие последних всегда ограничено благодаря нелинейности системы.

Следующая часть диссертации посвящена экспериментальному исследованию релаксационных колебаний системы с сухим трением.

В третьей главе исследуются релаксационные колебания маятника Фруда пилообразного вида, когда основным фактором, вызывающим автоколебания, можно считать разность сил трения покоя и скольжения.

Известно, что при выполнении условия (4) возможен пресек.

$$3F_0 \ll P_n,$$

(14)

возможен проскок и колебания без остановок не только после первого орыва, но и после последующих. Здесь P_n - усилие трения при орыве. Продолжительность высокочастотных колебаний при этом пропорциональна разности $P_n - 3F_{сж}$.

Экспериментальная установка, на которой выполнены исследования, имеет вращательное движение принудительно-подвижного элемента. Запись автоколебаний выполнена с помощью осциллографа Н-700. Скорость вращения Ω диска составила 0,00117 1/сек. В процессе эксперимента были обнаружены высокочастотные колебания в начале каждого периода автоколебаний различной продолжительности, в изменении амплитуды которых отсутствует какая-либо закономерность. В таблице I приведены результаты записи

Таблица I.

Номер перио- да	P_n мм	T_n мм	$2t_n$ сек	Δt_n сек	K_1
1	52,5				
2	49	-11,7	200	37,6	0,4
3	30	-9,6	190	37	0,33
4	42	-3	175	4,4	0,25
5	39	-5,4	183	14	0,365
6	42	-3,7	180	9,6	0,22
	43	-5,4	173	12,4	0,41
		-6,0		14,4	0,42

НТБ
ДНУЖТ

Вдесь параметр K_1 определяется следующим выражением

$$K_1 = \frac{P_n - 3F_{\text{ско}}}{\Delta t_{n+1}}$$

Усилия при орыве P_n и подхвате T_n приведено в них осциллограммы, время неподвижного контакта $2t_n$ и продолжительности высокочастотных колебаний Δt_n в сек. Анализ таблицы показывает, что усилия трения при срыве изменяются в пределах 28 %, что вызывает значительное изменение периода автоколебаний. Следует отметить, что увеличение усилия трения при срыве вызывает увеличение периода автоколебаний для последующего периода и наоборот.

Небольшой интерес представляет тот факт, что условие (14) выполняется для каждого периода. Это подтверждает правильность изложенных выше соображений о причинах возникновения высокочастотных колебаний при подхвате. Дополнительным подтверждением является то, что параметр K_1 остается почти постоянным несмотря на то, что разность $P_n - 3F_{\text{ско}}$ и время Δt_n изменяются на 67-%. Исключение составляет четвертый и шестой период, где указанная разность мала и сравнима с погрешностью измерений.

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию релаксационных автоколебаний системы с двумя степенями свободы, аналитическое исследование движения которой выполнено ранее. Колебания первого тела имеют пилообразный характер. Экспериментальная установка изготовлена на базе прибора, упомянутого в третьей главе. Перед началом эксперимента были записаны свободные колебания системы и определены декременты колебаний тел и жесткости связей.

Для снятия статической характеристики силы трения связи между первым и вторым телом была устроена . Чтобы получить силу трения, соответствующую различным значениям времени неподвижного контакта, колебания системы были записаны при различных скоростях вращения диска. Скорость вращения изменялась в пределах $0,00041 \pm 0,00117$ 1/сек , время неподвижного контакта - 16 ± 158 сек .

В результате получена нефункциональная зависимость силы сцепления F от длительности неподвижного контакта τ которая аппроксимирована кривой

$$F = 43,1(1 - e^{-0,00215\tau}) ,$$

проходящей через три характерные точки .

Запись автоколебаний системы с двумя степенями свободы выполнена в первом опыте при скорости вращения диска $0,005 \frac{1}{сек}$, во втором - $0,0091$ 1/сек . Период автоколебаний в первом опыте изменялся от 6,4 сек до 44,8 сек, во втором от 6,4 сек до 35,7 сек

После увеличения скорости вращения диска прибора характер движения системы несколько изменился. Увеличиваясь максимальная амплитуда усилия взаимодействия, изменения амплитуды колебаний первого тела стали более резкими .

Следует отметить, что факт отсутствия периодичности колебаний подтвердился как в первом, так и втором опыте

Проведено сравнение аналитического решения с экспериментальными данными

Для сравнения требовалось определить реализацию статической характеристики силы трения в осматриваемый момент . В процессе экспериментального определения характеристики обяза-

40322

ружено, что реализация ее медленно осуществляется .

Благодаря этому реализация номоных параметров, вычисленная по результатам записи первых трех периодов выбранного участка, оказалась приемлемой для некоторого количества последующих периодов автоколебаний. Сравнение выполнено четырьмя приемами . Первый прием не учитывает факторы случайности. Второй прием учитывает случайные факторы при подхвате, третий учитывает кроме этого накопление воздействия случайных факторов на предшествующем участке движения. Четвертый прием сравнения приведен с использованием экспериментально полученного значения параметра δ силы сцепления .

Результаты сравнения показывают, что аналитическое решение подтверждается проведенным экспериментом .

Как и следовало ожидать, наилучшее сходство аналитического решения с экспериментальными данными дает третий прием, учитывающий максимум факторов случайного воздействия, и самое плохое - первый прием .

В ы в о д ы

Исследование нестационарного движения автоколебательной системы с одной степенью свободы показывает, что при некоторых значениях параметров системы имеют место автоколебания типа биений .

В результате экспериментального исследования движения маятника Фруда получены следующие выводы

1. Существуют такие реальные автоколебательные системы с сухим трением, в которых сила трения при срыве превосходит

утреннюю величину силы трения скольжения при скорости скольжения, равной нулю, не только в переходном режиме движения, но и в стационарном.

2. Указанное неравенство приводит к возникновению высокочастотных колебаний системы после подхвата, амплитуда и частота которых определяются только внутренней жесткостью и люфтом системы.

3. Продолжительность высокочастотных колебаний пропорциональна разности между силой трения при срыве и силой трения скольжения.

4. Наличие высокочастотных колебаний приводит к изменению усилия трения при подхвате и, следовательно, является причиной изменения усилия трения при срыве, а также амплитуды автоколебаний.

5. Изменение усилия трения при срыве сопровождается соответствующим изменением периода автоколебаний для последующего периода

При исследовании движения автоколебательной системы с двумя степенями свободы получены следующие выводы

1. Наибольшим колебаниям второго тела соответствуют наибольшая амплитуда предшествующего периода автоколебаний и наименьшая величина последнего

2. Наибольшая амплитуда колебаний второго тела соответствует малой величине времени неподвижного контакта и наоборот.

3. Увеличение амплитуды колебаний второго тела незначительно изменяет время неподвижного контакта до тех пор, пока

ДНУЖТ

возрастает, достигая максимума, соответствующего ближайшему к моменту срыва максимуму усилия взаимодействия, не станет равным сумме усилий сцепления и трения скольжения. После этого наступает резкое уменьшение периода автоколебаний примерно на один период колебаний второго тела. Следствием этого является неустойчивость решения по отношению к случайным воздействиям, что подтверждается экспериментально.

4. Между амплитудой автоколебаний и колебаний второго тела, соответствующих последующему периоду автоколебаний, как правило, имеется соответствие, т.е. увеличение или уменьшение одной обязательно сопровождается увеличением или уменьшением другой.

5. Увеличение скорости перемещения поверхности трения при малых ее значениях сопровождается увеличением максимального значения амплитуды колебаний второго тела и более резкими изменениями последней.

6. Полученное аналитическое решение полностью согласуется с этими выводами и позволяет определить, как изменяется амплитуда и частота колебаний каждого тела в зависимости от изменения параметров системы.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Баяз С.В. К вопросу о нестационарном движении автоколебательной системы с сухим трением. Труды ДИИТ "а", вып. 73, "Исследования по теории колебаний и динамике мостов", изд. "Транспорт", М., 1968

2. Баяз С.В. К вопросу о релаксационных колебаниях системы с сухим трением. Труды ДИИТ "а", "Теория колебаний и динамика мостов", вып. 89, изд. "Кудильник", Киев, 1969.

3. Базз С.В., К вопросу о нестационарном движении системы с сухим трением. Труды ДИИТ^а, «Теория колебаний и динамика мостов», вып. 89, изд. «Будівельник», Киев, 1969.
4. Базз С.В., К вопросу о движении маятника Фруда. Труды ДИИТ^а, «Строительная механика и мосты», вып. 110, изд. «ПромІнь», Днепропетровск, 1970.
5. Базз С.В., К вопросу о релаксационных колебаниях тела с нелинейной восстанавливающей силой. Тезисы доклада, первой республиканской конференции молодых ученых-железнодорожников. Днепропетровск, 1969.
6. Базз С.В., О релаксационных автоколебаниях системы с двумя степенями свободы. Тезисы докладов первой республиканской конференции молодых ученых-железнодорожников. Днепропетровск, 1969.
7. Базз С.В., Об экспериментальном исследовании релаксационных колебаний маятника Фруда. Материалы юбилейной научно-технической конференции института. ДИИТ, Днепропетровск, 1970.
8. Базз С.В., О релаксационных автоколебаниях системы с двумя степенями свободы под действием силы сухого трения. Материалы юбилейной научно-технической конференции института. ДИИТ, Днепропетровск, 1970.

Кроме этого работа была доложена на заседании научного семинара по механике в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта в мае 1970 г.

НТБ
ДНУЖТ