

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

М 282875

Министерство высшего и среднего специального образования

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

НАРАЙКИН Олег Степанович

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ИНЕРЦИОННЫХ ПОЛЕЙ
НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ
СИСТЕМ ПРИБОРОВ ВРЕМЕНИ

(01.02.06 - Динамика, прочность, надежность
машин, приборов и аппаратуры)

Диссертация написана на русском языке

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

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - д.т.н., проф. СВЕТИЦКИЙ В.А.

Официальные оппоненты - д.т.н., проф. ГРОДКО Л.Н,
к.т.н., проф. КУНАЕВ И.П.

Ведущее предприятие - указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан " " _____ 1976 года.

Защита диссертации состоится " " _____ 1976 года
на заседании специализированного Совета по динамике и прочно-
сти машин Московского ордена Ленина и ордена Трудового Крас-
ногославянского университета имени Н.Э.Баумана
ул., дом 5.

Принятые печатью, прось-

в библиотеке училища.

ПОЖАЛОСТИН А.А.

М 282875

, подписано к печати

І. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

І. Обоснование актуальности работы. Существенным элементом большинства современных автоматических и механизированных систем и систем управления являются приборы времени различных типов. Эти приборы получили широкое распространение во многих областях народного хозяйства, науки и техники. В частности, без определения с высокой точностью значений текущего времени или временных интервалов между событиями невозможно решение целого ряда технических задач управления производственными процессами, морской и воздушной навигации, аэрофотосъемки и многих других.

При этом следует заметить, что хронометрические приборы функционируют в условиях реальной внешней среды, в силу чего они оказываются подверженными дестабилизирующему влиянию всевозможных внешних воздействий. Такие воздействия ухудшают точность и надежность приборов времени и снижают, в конечном итоге, эффективность их применения. В связи с этим особое значение приобретает вопрос создания приборов времени, наименее чувствительных к разного рода внешним возмущениям.

В силу большого числа разнообразных причин во многих хронометрических комплексах используются приборы времени, содержащие в качестве колебательной системы механический осциллятор типа баланс-спираль, от работы которого в решающей степени зависит точность прибора. С другой стороны, многие приборы времени в условиях эксплуатации подвергаются интенсивному воздействию внешних инерционных полей (полей переносных ускорений), которые оказывают весьма существенное влияние на работу механической колебательной системы и, следовательно, на работу приборов в целом. Эти соображения обуславливают важность исследования влияния инерционных полей на механический осциллятор часового механизма и определение таких параметров этого механизма, которые обеспечивали бы минимальную чувствительность его к возмущающим воздействиям указанного вида.

2. Новизна работы. К настоящему времени в работах З.М. Аксельрода, Н.В. Бугенина, И.П. Кунаева, Л.П. Дудко, В.А. Шполянско-го, А.Л. Розенберга, В.А. Лысого, Н.Н. Серебряковой, R. Chaleat



У. Нааг и др., рассмотрен широкий круг практически важных вопросов динамики хронометрических приборов, подверженных воздействию внешних инерционных полей. Исследование поведения в таких полях динамической модели часов с осциллятором типа балансо-спираль рассматриваемым как система с одной степенью свободы, позволило выявить влияние некоторых основных параметров часового механизма на его точность и помехоустойчивость и разработать практические рекомендации по улучшению этих характеристик.

Однако, развитие техники приводит к расширению области применения хронометрических приборов, что влечет за собой необходимость обеспечения их нормального функционирования в новых сложных условиях эксплуатации, характеризующихся большим разнообразием интенсивных дестабилизирующих воздействий. Задачи анализа динамики приборов времени, действующих в таких условиях, едва ли могут быть удовлетворительно рассмотрены в рамках традиционной динамической модели, так как интенсивность внешних воздействий становится настолько высокой, а требования к точности хронометрических систем так ужесточаются, что появляется необходимость учета ряда факторов, влиянием которых в обычных условиях можно было пренебречь за малостью. В частности, при высоких интенсивностях внешних инерционных полей существенное влияние на работу часового механизма с колебательной системой типа балансо-спираль могут оказать силы инерции спирали.

Таким образом, решение многих важных для технических приложений вопросов динамики приборов времени, находящихся в случайных инерционных полях, требует разработки методики исследований, основанной на рассмотрении уточненной динамической модели часового механизма с колебательной системой типа балансо-спираль, отражающей инерционные свойства спирали. Разработка такой методики и применение ее к решению некоторых конкретных задач динамики хронометрических приборов, подверженных воздействию случайных внешних инерционных полей, и является целью данной работы.

3. Основные задачи исследования. Как показывает опыт эксплуатации хронометрических приборов, в большинстве случаев внешние инерционные воздействия изменяются во времени

хаотически, носят случайный характер. Кроме того, размеры часового механизма обычно настолько малы, что в пределах области пространства, занятой им, внешнее инерционное поле можно считать однородным. В соответствии с этим в данной работе рассматриваются следующие основные задачи:

1) задача определения зависимости вероятностных характеристик хода часов с уравновешенным балансом от интенсивности и вида однородного случайного поля линейных ускорений для различных значений параметров уточненной динамической модели часового механизма;

2) задача исследования влияния основных параметров такой модели на значения вероятностных характеристик хода часов с уравновешенным балансом при действии на них однородных случайных полей линейных ускорений различных видов.

При решении указанных задач ограничимся рассмотрением колебаний в плоскости спирали.

Заметим, что в рамках традиционной динамической модели колебательной системы баланс-спираль принципиально не может быть рассмотрено влияние однородного поля линейных ускорений на часовую механизм с уравновешенным балансом.

4. Последовательность выполнения работы. Данная работа выполнена в следующей последовательности:

1) исследование свободных колебаний системы баланс-спираль;

2) исследование стационарных автоколебательных режимов системы баланс-спираль;

3) исследование автоколебаний системы баланс-спираль в условиях действия широкополосных случайных инерционных возмущений;

4) исследование автоколебаний системы баланс-спираль в условиях действия узкополосных низкочастотных случайных инерционных возмущений;

5) исследование функциональной надежности часов в условиях действия случайного внешнего инерционного поля;

6) экспериментальное исследование поведения часового механизма в случайном внешнем инерционном поле.

5. Практическая ценность работы. Практическая ценность данной работы заключается в следующем:

1) разработанная методика позволяет исследовать влияние весьма широкого класса внешних инерционных полей на точность и надежность приборов времени с механической колебательной системой типа баланс-спираль при учете реальных динамических и геометрических свойств последней;

2) полученные результаты могут быть использованы при разработке приборов времени различного назначения для целенаправленного выбора их параметров, обеспечивающего нормальное функционирование в тех или иных конкретных условиях эксплуатации.

II. СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертация состоит из введения, трех глав, двух приложений и списка литературы.

Введение содержит обзор литературы, посвященной анализу динамики приборов времени в условиях действия внешнего инерционного поля, обоснование необходимости построения уточненной модели колебательной системы баланс-спираль и описание модели.

Основные особенности указанной модели заключаются в следующем:

1) спираль рассматривается как плоский криволинейный стержень прямоугольного поперечного сечения с распределенной массой и присоединенным моментом инерции баланса;

2) геометрическая ось (линия центров тяжести сечений) стержня в недеформированном состоянии представляет собой спираль Архимеда;

3) инерция элементов спускового механизма не учитывается.

Первая глава посвящена исследованию свободных линейных колебаний системы баланс-спираль. Выводятся общие дифференциальные уравнения движения системы и краевые условия для случая, когда внешний конец спирали заделан, а внутренний - жест-

ко закреплен в колодке. Указанные уравнения и краевые условия имеют вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial Q_1}{\partial s} = \chi_{30} Q_2 - \frac{1}{EJ_3} M_3 Q_2 + M \frac{\partial V_1}{\partial t} - M \omega_3 V_2 + k V_1 + M a_1, \\ \frac{\partial Q_2}{\partial s} = -\chi_{30} Q_1 + \frac{1}{EJ_3} M_3 Q_1 + M \frac{\partial V_2}{\partial t} + M \omega_3 V_1 + k V_2 + M a_2, \\ \frac{\partial M_3}{\partial s} = -Q_2, \\ \frac{\partial V_1}{\partial s} = \chi_{30} V_2 + \frac{1}{EJ_3} M_3 V_2, \\ \frac{\partial V_2}{\partial s} = -\chi_{30} V_1 - \frac{1}{EJ_3} M_3 V_1 + \omega_3, \\ \frac{\partial \omega_3}{\partial s} = \frac{1}{EJ_3} \frac{\partial M_3}{\partial t}, \end{cases} \quad (I)$$

$$s=0 \quad \begin{cases} V_1 = \omega_3 r \cos\left(\frac{\pi}{2} - \arctg \frac{r}{\epsilon}\right) = \omega_3 r \cos \beta \\ V_2 = \omega_3 r \sin \beta \\ M_3 = J_0 \frac{\partial \omega_3}{\partial t} - Q_1 r \cos \beta - Q_2 r \sin \beta - M_{\theta 03} \end{cases} \quad (2)$$

$$s=L \quad V_1=0; \quad V_2=0; \quad \omega_3=0, \quad (3)$$

где s - длина дуги упругой линии спирали, отсчитываемая от точки крепления внутреннего конца спирали к колодке;

Q_1, Q_2 - проекции вектора внутренней силы на направления касательной ($\bar{e}_1$) и нормали ($\bar{e}_2$) к упругой линии; M_3 - проекция вектора внутреннего момента на направления бинормали ($\bar{e}_3$) к упругой линии (изгибающий момент); V_1, V_2 - проекции вектора скорости центра тяжести сечения на направления $\bar{e}_1$ и $\bar{e}_2$; ω_3 - угловая скорость вращения элемента стержня относительно оси $\bar{e}_3$; a_1, a_2 - проекции вектора $\bar{a}$ переносного (внешнего) ускорения на направления $\bar{e}_1$ и $\bar{e}_2$; EJ_3 - изгибная жесткость спирали; χ_{30} - кривизна оси недеформированной спирали; J_0 - момент инерции баланса относительно оси O его вращения; ϵ - параметр спирали Архимеда; r - радиус колодки; $M_{\theta 03}$ - момент относительно оси O внешних сил, действующих на баланс; L - длина спирали; M - погонная масса спирали; k - коэффициент вязкого трения.

Вводя новые безразмерные переменные

$$x = \frac{1}{2}; \quad \tau = m_3 \sqrt{\frac{E J_3}{M_2 \omega^4}} t = m_3 p_0 t;$$

$$z_1 = \frac{Q_1}{m_1 \frac{E J_3}{\omega^4}} = \frac{Q_1}{m_1 Q_0}; \quad z_2 = \frac{Q_2}{m_1 Q_0}; \quad z_3 = \frac{M_3}{m_2 \frac{E J_3}{\omega^4}} = \frac{M_3}{m_2 M_0}; \quad (4)$$

$$z_4 = \frac{V_1}{m_3 p_0 \omega}; \quad z_5 = \frac{V_2}{m_3 p_0 \omega}; \quad z_6 = \frac{\omega_3}{m_4 p_0};$$

где m_1, m_2, m_3, m_4 - нормировочные множители (фиксированные положительные числа), перепишем (1)-(2) в виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial z_1}{\partial x} = d(x) z_2 + q_1 \frac{\partial z_4}{\partial \tau} + \ell z_4 + q_2 z_2 z_3 - q_3 z_5 z_6 + d_1, \\ \frac{\partial z_2}{\partial x} = -d(x) z_1 + q_1 \frac{\partial z_5}{\partial \tau} + \ell z_5 - q_2 z_1 z_3 + q_3 z_4 z_6 + d_2, \\ \frac{\partial z_3}{\partial x} = -q_4 z_2, \\ \frac{\partial z_4}{\partial x} = d(x) z_5 + q_2 z_3 z_5, \\ \frac{\partial z_5}{\partial x} = -d(x) z_4 + q_5 z_6 - q_2 z_3 z_4, \\ \frac{\partial z_6}{\partial x} = q_6 \frac{\partial z_3}{\partial \tau}, \end{cases} \quad (5)$$

$$\underline{x=0}; \quad z_3 = \sigma \frac{\partial z_6}{\partial \tau} - c z_1 - d z_2 - \theta M_{003}; \quad z_4 = a z_6; \quad z_5 = b z_6; \quad (6)$$

$$\underline{x=1}; \quad z_4 = 0; \quad z_5 = 0; \quad z_6 = 0;$$

где $q_1, \dots, q_6$ - числовые коэффициенты;
 $d(x) = \omega \omega_{30}$ - безразмерная "кривизна" оси недеформированной спирали;

$\ell = \frac{m_3}{m_1} \frac{k}{\mu p_0}$ - безразмерный "коэффициент вязкого трения";

$\sigma = \frac{m_3 m_4}{m_2} \frac{\gamma_0}{\mu \omega^3}$ - безразмерная характеристика "относительной инерционности" баланса и спирали;

$$a = \frac{m_1}{m_2} \frac{z \sin \beta}{L}; \quad b = \frac{m_1}{m_2} \frac{z \cos \beta}{L}; \quad c = \frac{m_1}{m_2} \frac{z \sin \beta}{L}; \quad d = \frac{m_1}{m_2} \frac{z \cos \beta}{L}$$

- безразмерные параметры, зависящие от геометрии волоска и радиуса - характеристики закрепления спирали в колодке;

$$\alpha_1 = \frac{1}{m_1} \frac{1}{L p^2} a, \quad \alpha_2 = \frac{1}{m_1} \frac{1}{L p^2} a_2 \quad - \text{проекция}$$

безразмерного вектора $\bar{L} = \frac{1}{m_1} \frac{1}{L p^2} \bar{a}$ на оси $\bar{e}_1$ и $\bar{e}_2$;

$$\theta = \frac{1}{m_1 M_0}$$

Пренебрегая в (5) взаимными произведениями $\dot{x}_1, \dot{x}_2$ и полагая $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$, получим систему дифференциальных уравнений, описывающих вместе с краевыми условиями (6) малые свободные колебания спирали с балансом. Построен алгоритм, позволяющий с помощью метода начальных параметров определить частоты свободных колебаний системы и соответствующие собственные векторы. Численная реализация этого алгоритма выполнена на ЭЦМ "М-220". Вычислены значения p_1 - нижней частоты и соответствующего собственного вектора $\bar{F}_1(x)$ системы балансо-спираль для ряда значений момента инерции баланса, массы единицы длины спирали, а также длины и изгибной жесткости спирали. Выявлены зависимости величины нижней частоты свободных колебаний от указанных параметров системы. Установлено, что в некоторой области значений параметра σ ($\sigma^* > \sigma > 0$) величина p_1 - нижней частоты существенно зависит от погонной массы спирали. С ростом σ эта зависимость ослабевает. Для колебательной системы часового механизма К-26 вычислены первые три частоты свободных колебаний и соответствующие собственные векторы. Приведены графики компонент собственного вектора, соответствующего нижней частоты этой системы.

Во второй главе исследуются автоколебания системы балансо-спираль в случайном внешнем инерционном поле. Из смешанного вариационного принципа, аналогичного принципу Э.Рейсснера, получены соотношения метода Галеркина для полной системы уравнений нелинейной динамической теории упругости.

В нашем случае эти уравнения имеют вид (5) - (6).

Вектор $\bar{Z}(x, \tau)$ решения системы уравнений (5)-(6) представлен в виде ряда по собственным векторам $\bar{F}_i(x)$ ($i = 1, 2, \dots$).

Ограничиваясь первым членом этого ряда, будем иметь:

$$\bar{Z}(x, \tau) = Y_i(\tau) \bar{F}_i(x), \quad (7)$$

где $\bar{F}_i(x) = \begin{pmatrix} f_1(x) \\ f_2(x) \\ \vdots \\ f_6(x) \end{pmatrix}$ - собственный вектор, соответствующий первой частоте свободных колебаний системы;

$Y_i(\tau) = \begin{pmatrix} y_1''(\tau) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & y_2''(\tau) & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & y_6''(\tau) \end{pmatrix}$ - диагональная 6x6 матрица неизвестных функций времени $\{y_i''(\tau)\}$ $i=1, 2, \dots, 6$.

Подставляя (7) в (5)-(6) и применяя метод Галеркина, получим систему шести нелинейных алгебраических и обыкновенных дифференциальных уравнений относительно функций $\{y_i''(\tau)\}$. Показано, что для весьма широкого класса спиралей эта система может быть сведена к следующему обыкновенному дифференциальному уравнению:

$$\frac{d^2 x_i}{dt^2} + 2n \frac{dx_i}{dt} + p^2 x_i = b_1 M_{n_1}(x_i, \dot{x}_i) - b_1 M_r \operatorname{sign}(a, \dot{x}_i) + C_1 \omega_v(t) \quad (8)$$

где $x_i(t) = y_i''(t)$

p, n, a, b, C_1 - числовые коэффициенты, зависящие от собственных функций $f_i(x)$ ($i = 1, 2, \dots, 6$);

$M_{n_1}(x_i, \dot{x}_i)$ - момент, действующий на баланс со стороны спускового регулятора (момент, подталкивающий баланс) и зависящий от типа последнего;

M_r - величина момента сухого трения в опорах оси баланса;

$\omega_v(t)$ - переменная составляющая вектора переносного ускорения.

В дальнейшем рассматриваются часовые механизмы, снабженные так называемым свободным анкерным спусковым регулятором с распределенным импульсом. С помощью метода Ван-дер-Поля получено стационарное решение уравнения (8). Выражение для амплитуды стационарного режима имеет вид

$$A_{cr} = -\frac{b_1 M_r}{\pi n p} + \sqrt{\left(\frac{b_1 M_r}{\pi n p}\right)^2 + 4 \frac{b_1 x_{cr} M_n}{\pi n p}} \quad (9)$$

где x_{cr} - постоянная, зависящая от конструктивных особенностей спускового регулятора;

M_n - величина подталкивающего момента.

Характерная особенность полученного решения заключается в том, что амплитуда стационарных автоколебаний не зависит от частоты, а определяется только количеством энергии, поступающей в систему, рассеянием в системе, а также ее упругими и инерционными характеристиками. Кроме того, фаза стационарных автоколебаний постоянна и определяется только начальными условиями. Показано, что найденный стационарный автоколебательный режим устойчив.

Далее анализируются автоколебания системы баланс-спираль при наличии случайного внешнего инерционного поля. Отмечается, что инерционные возмущающие воздействия в большинстве случаев можно отнести к категории нормальных стационарных случайных процессов. В зависимости от того, в каких частотных диапазонах расположены спектры возмущающих воздействий, их делят на "медленные" и "быстрые". Очевидно, что оба указанные класса не могут быть выделены безотносительно к процессам функционирования самих часов. В настоящее время общепринятой является классификация, согласно которой к медленным относят возмущения со спектром, начинающимся со сколь угодно низких частот и спадающим практически до нуля уже на частотах, значительно меньших, чем частота хронометрических колебаний в часах, а к быстрым относят возмущения, спектр которых простирается за частоту хронометрических колебаний. Такое разделение отражает реальные условия эксплуатации широкого класса хронометрических приборов, устанавливаемых на различных транспортных средствах. В частности, учитывая, что частоты хронометрических колебаний в большинстве случаев находятся в интервале от 2 гц до 100 гц, к медленным можно отнести, например, вибрации морских судов, а к быстрым - вибрации самолетов, автомобилей, железнодорожных экипажей и т.п.¹⁾

¹⁾ Приведенные примеры являются в известной степени условными, так как частотный диапазон вибраций существенно зависит от места установки прибора на подвижном объекте и от условий закрепления прибора.

В качестве простейшей модели, хорошо отражающей основные свойства быстрых инерционных возмущений, принят белый шум:

$$S(\omega) = S_0 = \text{const} \quad (10)$$

Таким образом, задача исследования процесса эволюции хода часов, подвергающихся воздействию "быстрого" случайного внешнего инерционного поля, сводится к анализу вероятностных характеристик решений уравнения (8), в правую часть которого входит нормальная стационарная случайная функция со спектром (10). Приближенное решение уравнения (8) ищем в виде

$$x_i = A(t) \cos [pt - \xi(t)] \quad (11)$$

где $A(t)$ и $\xi(t)$ — медленно изменяющиеся случайные функции времени.

Быстрога изменения этих функций характеризуется постоянной времени T_1 , обратной ширине $\Delta\omega$ полосы пропускания нашей колебательной системы.

$$T_1 = \frac{1}{\Delta\omega} \quad (12)$$

Очевидно, выполнено следующее условие

$$T_1 \gg \frac{2\pi}{p} \quad (13)$$

так что за период $T_1 = \frac{2\pi}{p}$ функции $A(t)$ и $\xi(t)$ не успевают существенно измениться.

Применяя метод Ван-дер Поля, получим следующие дифференциальные уравнения для определения $A(t)$ и $\xi(t)$:

$$\begin{cases} \dot{A} = -nA - Q + \frac{K}{A} - \frac{1}{2p\pi} \int_0^{2\pi} p(t) \sin \psi d\psi \\ \dot{\xi} = \frac{1}{2Ap\pi} \int_0^{2\pi} p(t) \cos \psi d\psi \end{cases} \quad (14)$$

где

$$Q = \frac{b_1 M_r}{\pi p}; \quad K = \frac{b_1 x_{10} M_n}{\pi p}; \quad p(t) = C_1 \mathcal{L}_1(t) \quad (15)$$

Случайные процессы $A(t)$ и $\xi(t)$ можно трактовать как марковские при выполнении следующего требования в отношении величины времени корреляции внешнего воздействия

$$\tau_{\text{корр } p(t)} \ll T_1 \quad (16)$$

Учитывая высокую добротность часовой колебательной системы, можно утверждать, что условие (I6) определяет весьма широкий класс внешних инерционных полей, при действии которых процессы эволюции фазы и амплитуды автоколебаний в часах могут считаться марковскими. Кроме того, принимая весьма общие допущения о том, что узкополосный процесс (II) является нормальным и спектр его симметричен относительно оси $\omega = p$, можем считать процессы $\xi(t)$ и $A(t)$ независимыми. В указанных предположениях получены следующие выражения для одномерных плотностей распределения амплитуды A автоколебаний и хода $\Omega\tau$ часов:

$$f(A) = C \exp\left\{-\frac{1}{2\pi S_0}\left[(\pi A + Q - \frac{K}{A})dA\right]\right\} \quad (I7)$$

$$f(\Omega\tau, \tau) = C \frac{p^2}{\pi \sqrt{2S_0\tau}} \int_{x_0}^{\infty} A \exp\left[-\frac{1}{2\pi S_0}\left(\pi \frac{A^2}{2} + QA - K \ln A + p^2 \frac{\Omega^2 \tau}{\tau} A\right)\right] dA \quad (I8)$$

где C - постоянная, определяемая из условия нормировки;
 τ - интервал исчисления хода.

С использованием (I8) вычислены среднее значение и средне-квадратичное отклонение хода часов, накопленные за время τ . Все вычисления выполнены на ЭЦВМ "М-220" для различных значений параметров $S_0, \delta, \tau, M_{\text{и}}$. Построены соответствующие графики. Анализ результатов показывает, что с течением времени распределение $f(\Omega\tau, \tau)$ приближается к равномерному и тем сильнее, чем интенсивнее внешнее воздействие и чем больше инерционность спирали. Увеличение момента $M_{\text{и}}$, наоборот, уменьшает вероятность больших значений хода $\Omega\tau$. Сравнение полученных результатов с имеющимися в литературе данными о влиянии угловых ускорений на процесс хронометрических колебаний в динамической модели часов с безынерционной спиралью показывает, что влияние широкополосных линейных вибраций на хронометрические колебания в уточненной динамической модели часового механизма качественно аналогично влиянию угловых ускорений на хронометрические колебания в традиционной динамической модели. При этом значения количественных характеристик процесса эволюции хода часов в обоих случаях представляют собой величины одного порядка (при одинаковых интенсивностях внешнего поля). Это еще раз указывает на необходимость учета инерции спирали при исследова-

нии влияния внешних инерционных полей на хронометрические приборы.

В целом ряде случаев внешние инерционные воздействия, которым подвергаются приборы времени в процессе эксплуатации, не могут быть причислены к разряду "быстрых". В частности, это относится к большинству приборов времени, устанавливаемых на морских судах, а также на некоторых промышленных технологических агрегатах. Во всех этих случаях внешнее инерционное поле удовлетворительно описывается с помощью модели "медленных" возмущений. При исследовании влияния поля такого типа на процесс хронометрических колебаний в часах считаем, что случайная функция $P(t)$ (см. (15)) представляет собой стационарный нормальный узкополосный белый шум, спектральная плотность которого имеет вид:

$$S_P(\omega) = \begin{cases} S_0 & \omega_0 - \frac{\Delta\omega}{2} \leq \omega \leq \omega_0 + \frac{\Delta\omega}{2} \\ 0 & \omega > \omega_0 + \frac{\Delta\omega}{2}; \quad \omega < \omega_0 - \frac{\Delta\omega}{2} \end{cases} \quad (19)$$

где $\omega_0 \ll p$

С использованием метода гармонической линеаризации получено выражение для плотности распределения хода часов, накопленного за время T . Вычислены среднее значение и среднеквадратичное отклонение хода часов, накопленные за время T . Установлено, что влияние узкополосных низкочастотных линейных вибраций на процесс эволюции хода в уточненной динамической модели часов качественно вполне аналогично влиянию широкополосных линейных вибраций. В то же время, величины среднего значения и среднеквадратичного отклонения хода часов, подвергающихся воздействию узкополосных низкочастотных линейных вибраций, меньше соответствующих величин, вычисленных для часов, на которые действуют широкополосные возмущения. Далее исследуется функциональная надежность приборов времени, подвергающихся воздействию случайного поля переносных ускорений, заданных только областью допустимых значений (полем допуска). Исходя из того, что функциональный отказ часового механизма наступает при уменьшении амплитуды автоколебаний баланса до некоторого достаточно малого порогового значения, найден закон изменения внешнего ускорения, определяющий нижнюю границу (наименьшее возможное значение) времени функционирования часового механизма до первого отказа. На основе решения задачи о накоплении возмущений для системы ба-

лано-спираль получена формула для нижней границы T_f времени функционирования часового механизма до первого отказа. Эта формула устанавливает зависимость величины T_f от основных параметров часов и от значения α_v интенсивности внешнего поля. Полученные результаты позволяют для любого значения α_v подобрать параметры часового механизма таким образом, чтобы гарантировать его функционирование в течение заданного времени.

Третья глава посвящена экспериментальной проверке основных результатов теоретического исследования поведения часового механизма в случайном внешнем инерционном поле. Дана методика экспериментального определения среднего значения хода часов, находящихся в таком поле. Описана экспериментальная установка, на которой проводились испытания. Приведены результаты обработки данных эксперимента для часов с механизмом К-26, показавшие удовлетворительное совпадение с теоретическими результатами (разница средних значений хода часов, полученных теоретически и экспериментально - 20%).

В Приложении I приведены некоторые необходимые сведения по геометрии спирали Архимеда. Приложение II посвящено вычислению собственных функций для перемещений и угла поворота сечений спирали.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Впервые разработана методика теоретического анализа динамики механических колебательных систем типа "баланс-спираль" приборов времени, основанная на рассмотрении уточненной модели, отражающей реальные инерционные и геометрические характеристики упругого элемента, а также инерционность баланса.

2. Разработан алгоритм, позволивший впервые теоретически исследовать влияние плоского однородного случайного поля линейных ускорений на часовую механизм с уравновешенным балансом.

3. Проведен анализ плоских свободных колебаний системы "баланс-спираль". Для ряда значений геометрических и инерционных характеристик спирали и баланса численно определены частоты и формы свободных колебаний системы.

4. Методами теории марковских процессов и гармонической линеаризации исследован процесс эволюции хода часов с уравнивающим балансом, находящихся в однородном случайном поле линейных ускорений. Для широкого класса полей такого вида получены зависимости вероятностных характеристик хода от характера и интенсивности внешнего воздействия и от основных параметров часового механизма. Установлено, что в некоторой области значений параметров часового механизма значения вероятностных характеристик хода, вызванного действием широкополосных линейных вибраций, представляют собой величины того же порядка, что и при действии угловых ускорений.

5. Разработан метод оценки функциональной надежности часового механизма в условиях действия на него произвольного случайного инерционного поля. Получены зависимости величины нижней границы времени функционирования часового механизма до первого отказа от основных параметров его и от интенсивности внешнего поля. Эти зависимости позволяют для любого значения интенсивности внешнего поля подобрать параметры часового механизма таким образом, чтобы гарантировать его функционирование в течение заданного времени.

6. Проведено экспериментальное исследование процесса эволюции хода часов в условиях действия случайного внешнего инерционного поля. Основные результаты теоретического анализа получили экспериментальное подтверждение.

7. Методы, разработанные и примененные в работе, позволяют исследовать широкий класс упругих элементов, сводящихся к схеме криволинейного стержня.

Основное содержание диссертации должно на научном семинаре по проблемам виброзащиты Гос.НИИ Машиноведения, декабрь, 1975 г.

Основное содержание диссертации изложено в статьях:

1. Светлицкий В.А., Нарайкин О.С. Вынужденные колебания спиральной пружины Изв.ВУЗов "Машиностроение", №11, 1974.

2. Нарайкин О.С. Свободные колебания спиральной пружины. Изв. ВУЗов "Машиностроение" (в печати).