

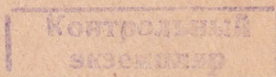
621 05.02.02  
МЗ МЗ 15

На правах рукописи

Министерство высшего и среднего специального  
образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

МАСЛЕННИКОВ  
Станислав Петрович



ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АНТИВИБРАТОРОВ И ДЕМПФЕРОВ  
С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ НА ДИНАМИКУ РОТОРНЫХ  
МАШИННЫХ АГРЕГАТОВ

( Специальность 05.02.02 - "Машиноведение и детали машин" )

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск  
1972

ЧПИ

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор Г.Д.ЕСИН.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор И.С.КАВЬЯРОВ,  
кандидат технических наук, доцент С.М.КРУПИЦКИЙ.

Ведущее предприятие - машиностроительный завод  
имени М.И.Калинина, г. Свердловск.


Автореферат разослан " \_\_\_\_ " октября 1972 года.

Защита диссертации состоится 15 ноября 1972 года,  
в 15 часов, в аудитории 244 (конференцзал) на заседании  
Совета по присуждению ученых степеней машиностроитель-  
ных факультетов Челябинского политехнического институ-  
та имени Ленинского комсомола.

Ваш отзыв (в двух экземплярах, заверенных печатью)  
на автореферат диссертации просим направлять по адресу:  
454044, г. Челябинск, проспект им. В.И.Ленина, 76,  
Ученый Совет.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке  
института.

Ученый секретарь Совета -  
кандидат технических наук, доцент

  
(С.А.Э.ДАЛМЕР)





На правах рукописи

Министерство высшего и среднего специального  
образования СССР

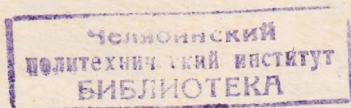
ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

МАСЛЕННИКОВ  
Станислав Петрович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АНТИВИБРАТОРОВ И ДЕМПФЕРОВ  
С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ НА ДИНАМИКУ РОТОРНЫХ  
МАШИННЫХ АГРЕГАТОВ

(Специальность 05.02.02 - "Машиноведение и детали машин")

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Челябинск  
1972

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор Г.Д.ЕСИН.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор И.С.КАВЬЯРОВ,  
кандидат технических наук, доцент С.М.КРУПИЦКИЙ.

Ведущее предприятие - машиностроительный завод  
имени М.И.Калинина, г. Свердловск.


Автореферат разослан " \_\_\_\_ " октября 1972 года.

Защита диссертации состоится 15 ноября 1972 года,  
в 15 часов, в аудитории 244 (конференцзал) на заседании  
Совета по присуждению ученых степеней машиностроитель-  
ных факультетов Челябинского политехнического институ-  
та имени Ленинского комсомола.

Ваш отзыв (в двух экземплярах, заверенных печатью)  
на автореферат диссертации просим направлять по адресу:  
454044, г. Челябинск, проспект им. В.И.Ленина, 76,  
Ученый Совет.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке  
института.

Ученый секретарь Совета -  
кандидат технических наук, доцент

  
(А.А.ДАММЕР)



В программе ВИСС отмечается, что первостепенное значение для технического перевооружения всего народного хозяйства имеет развитие машиностроения. Быстрое развитие получают конструкции машин, которые, обеспечивая высокие технические свойства, приведут к сокращению расхода сырья и энергии, повышению производительности труда.

В связи с увеличением производительности (быстроходности и мощности) повышается динамическая нагруженность узлов и деталей машин, возрастает влияние колебательных и особенно резонансных явлений на их работу. Уровень вибраций становится одним из основных критериев качества и надежности машин. Защита наиболее распространенного класса машин — роторных машинных агрегатов от динамических нагрузок является в наше время актуальной проблемой, непосредственно связанной с повышением эффективности, надежности и долговечности их работы.

Необходимость развития методов защиты машин от динамических перегрузок подчеркивалась в решениях Совещаний по основным проблемам теории машин и механизмов (1954+1971гг), в Проблемной записке по теории машин и систем автоматического действия (1966 г.) института Машиноведения Академии наук СССР, составленной ведущими учеными по теории механизмов и машин под руководством академиком И.И.АРТОВОЛЕВСКОГО, А.А.БЛАГОПРАВОВА. Острота и сложность этой проблемы вызывает необходимость совершенствования существующих и создания новых более надежных и эффективных средств устранения и снижения опасных вибраций в машинах.

В предлагаемой диссертационной работе выполнены исследования эффективности снижения опасных резонансных колебаний в машинных агрегатах с помощью новых, разработанных

ных в Тельябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола, антивибрационных устройств - антивibrаторов и демпферов с центробежными связями.

Работа состоит из введения, четырех глав и общих выводов.

Во введении и показана актуальность проводимых исследований, определена цель работы и дано краткое изложение содержания диссертации.

## ГЛАВА 1. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В РОТОРНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ МАШИН И СПОСОБЫ ИХ СНИЖЕНИЯ

В этой главе приведены результаты исследований динамической нагруженности роторных силовых установок транспортных колесных и гусеничных машин, тепловозов, судов и др., выполнен анализ и дана оценка эффективности защитных свойств существующих конструкций антивibrаторов и демпферов. В обзоре нашли отражение наиболее значительные работы по исследованию антивибрационных устройств для роторных силовых установок машин отечественных и зарубежных авторов (В.П.ТЕРСКИХ, А.П.БЕССОНОВА, Ф.М.ДИМЕНТБЕРГА, В.К.ЖИТОМИРСКОГО, И.А.КРЮКОВА, И.А.ДУРЬЕ, Г.С.МАСЛОВА, К.М.РАГУЛЬСКИСА, А.И.ЧЕРМАРЬЕВА, Л.И.ШТЕЙНВОЛЬФА, Л.С.ЯКОВСОНА, И.Е.БРОКА, Е.С.ТЕЙМОРА, Я.КОЖЕШНИКА, Дж.П.ДЕН-ГАРТОГА, С.П.ТИМОШЕНКО и др.).

Показано, что в настоящее время для борьбы с опасными резонансными колебаниями в силовых установках большинства быстроходных и мощных транспортных, стационарных и других машин наиболее широко применяются маятниковые и нелинейные антивibrаторы и демпферы с сухим, внутренним или вязким трением. Подавляющая часть конструкций современных антивibrаторов, исключая маятниковые, из-за несовершенства (низкая и практически постоянная по величине податливость) упругих связей между ступицей и диском, обладают низкой эффективностью в борьбе с опасными резонансными колебаниями.



Применение таких антивибраторов дает возможность избежать от опасного резонанса лишь узкий участок скоростного (частотного) диапазона, в то время как современные высоко-скоростные машины имеют широкий эксплуатационный скоростной диапазон. Маятниковые антивибраторы имеют большие габариты и вес и при переходных режимах (пуск, торможение, изменение нагрузки и т.п.) резко снижают свои защитные свойства, так как нарушается кинематическая связь между ступицей и маятниками из-за наличия больших зазоров в этом соединении. Эти явления сопровождаются ударами в ограничители и шумом. Практика показывает, что в ряде случаев возникает необходимость перенастройки антивибратора, например, когда одноступенные двигатели, имеющие антивибратор с настройкой на определенный резонансный режим, используются в машинных агрегатах с различными динамическими свойствами. Но произвести перенастройку маятникового или другого типа антивибратора с одного резонансного режима на другой без существенных переделок их практически невозможно. По этим причинам в последнее время, несмотря на простоту конструкции и обслуживания, антивибраторы вытесняются демпферами, которые обеспечивают снижение до допустимых значений опасных резонансных амплитуд в широкой зоне рабочих чисел оборотов силовой установки. Существующие демпферы, выполненные обычно на базе антивибраторов, сохраняют присущие им конструктивные недостатки, такие как ограничение варьирования податливостью упругих связей (стальные кружины, пластины, торсионы, резина), большие зазоры в соединениях, большие размеры и вес, которые существенно снижают их эффективность в борьбе с опасными резонансными амплитудами колебаний в машинах.

Таким образом, существующие конструкции антивибрационных устройств не могут в полной мере обеспечить все возрастающие требования эффективного снижения динамической нагрузки в современных быстроходных и мощных с широким диапазоном частотного возмущения силовых установках машин. Успешное решение этой задачи позволит повысить надежность и долговечность машинных агрегатов и в ряде случаев снизить

их вес и габариты. В определенной мере эти задачи могут быть решены в результате применения нового типа антивибрационных устройств - антивibrаторов и демпферов с центробежными связями, обладающих по сравнению с существующими конструкциями более высокими антивибрационными свойствами и рядом конструктивных и эксплуатационных преимуществ.

При исследовании антивibrаторов и демпферов с центробежными связями решались следующие задачи:

- 1) разработка основ теории, методики расчета и выбора рациональных параметров антивibrаторов и демпферов с центробежными связями для роторных силовых установок машин;
- 2) определение возможности снижения динамической нагрузки многомассовых силовых установок с помощью антивibrаторов и демпферов с центробежными связями;
- 3) создание опытных образцов антивibrаторов и демпферов с центробежными связями и экспериментальная проверка их защитных свойств на натурной силовой установке.

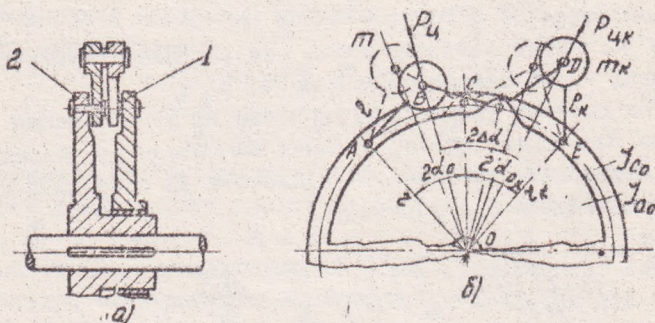
## ГЛАВА II. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АНТИВИБРАТОРОВ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ НА ДИНАМИКУ РОТОРНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК МАШИН

Антивibrатор обычно присоединяется к одному из колеблющихся элементов системы, в которой требуется снизить уровень колебаний.

Принцип действия антивibrатора с центробежными связями (фиг. 1) основан на использовании центробежных сил  $P_a$  и  $P_{ak}$  вращения масс  $m$  и  $m_k$ , сосредоточенных в шарнирных соединениях двухпроводковых групп АВС прямого действия (основных связей) и СДЕ обратного действия (или контрсвязей), которые соединяют диск 1 антивibrатора со ступицей 2. Если параметры антивibrатора выбраны так, что период свободных колебаний диска совпадает с периодом резонансных колебаний системы (ступицы), то возникающий от центробежных ( $\sum_i^n P_{ai}$ ) сил момент антивibrатора уравнивает возмущаю-



ший момент системы, действующий на ступицу, благодаря чему энергия колебаний ступицы расходуется на колебание диска antivибратора. Колебания ступицы снижаются или устраняются.



Фиг. 1. Схемы antivибратора с ЦС:

а) конструктивная, б) кинематическая

Для исследования antivибратора с ЦС из сложной выделена двухмассовая система ступица-antivибратор (фиг. 1). Движение этой системы описывается нелинейными дифференциальными уравнениями второго порядка:

$$\left. \begin{aligned} J_c \ddot{\psi}_c + J_{ca} \ddot{\psi}_a + \frac{1}{2} \frac{\partial J_c}{\partial \psi_c} \dot{\psi}_c^2 + \frac{\partial J_c}{\partial \psi_a} \dot{\psi}_c \dot{\psi}_a + \left( \frac{\partial J_{ca}}{\partial \psi_a} - \frac{1}{2} \frac{\partial J_a}{\partial \psi_c} \right) \dot{\psi}_a^2 &= M_c(t) \\ J_a \ddot{\psi}_a + J_{ca} \ddot{\psi}_c + \frac{1}{2} \frac{\partial J_a}{\partial \psi_a} \dot{\psi}_a^2 + \frac{\partial J_a}{\partial \psi_c} \dot{\psi}_c \dot{\psi}_a + \left( \frac{\partial J_{ca}}{\partial \psi_c} - \frac{1}{2} \frac{\partial J_c}{\partial \psi_a} \right) \dot{\psi}_c^2 &= 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $J_c$ ,  $J_a$  и  $J_{ca}$  - приведенные моменты инерции системы, равные:

$$J_c = J_{c0} + \frac{m}{4}(R^2 + R'^2) + \frac{m_K}{4}(R_K^2 + R'_K{}^2),$$

$$J_a = J_{a0} + \frac{m}{4}(R^2 + R'^2) + \frac{m_K}{4}(R_K^2 + R'_K{}^2), \quad J_{ca} = \frac{m}{4}(R - R')^2 + \frac{m_K}{4}(R_K^2 - R'_K{}^2);$$

$\psi_c$  и  $\psi_a$  - углы поворота ступицы и диска antivибратора, принятые за обобщенные координаты;

$M_c(t)$  - возмущающий момент;

$z$  и  $z_k$  - радиусы крепления свободных концов основных и контрсвязей;

$l$  и  $l_k$  - длины звеньев основных и контрсвязей;

$$\lambda = \frac{z}{l}, \quad \lambda_k = \frac{z_k}{l_k};$$

$\alpha$  и  $\alpha_0$  - углы поворота диска относительно ступицы;

штрих - дифференцирование по  $\alpha$ .

Из системы уравнений (1) после их линеаризации были получены выражения для определения амплитуды (в безразмерном виде) колебаний ступицы  $A_c$  и частоты  $g_a$  свободных колебаний антивибратора с ЦС:

$$\frac{A_c}{\varphi_{cr}} = \frac{1 - \frac{\rho^2}{g_a^2}}{\left(1 - \frac{\rho^2}{g_a^2}\right) \left(1 + \mu_1 \frac{\rho^2}{g_a^2}\right) - \left(\mu_1 \mu_2 \frac{\rho^4}{g_a^4} - \frac{g_k^2 \rho^2}{g_a^2} + \mu_1\right)}; \quad (2)$$

$$g_a = \sqrt{\frac{-\beta}{\lambda_a}} \quad (\beta < 0),$$

где  $\varphi_{cr}$  - статическая деформация упругого участка системы;

$\rho$  - частота вынужденных колебаний системы;

$$g_c = \frac{a^2}{J_c \lambda_a};$$

$$\mu_1 = \frac{J_a}{J_c}, \quad \mu_2 = \frac{J_{ca}}{J_c} \quad \text{и} \quad \mu_3 = \frac{J_{ca}}{J_c};$$

$a$  и  $\beta$  - коэффициенты гироскопической и упругой связанности, равные:

$$a = (mRR' + m_k R_k R_k') \omega \quad \text{и} \quad \beta = \left[ \frac{m}{4} (R'^2 + RR'') + \frac{m_k}{4} (R_k'^2 + R_k R_k'') \right] \omega^2;$$

$\omega$  - угловая скорость вращения системы.

Из выражения (2) видно, что при равенстве частот свободных колебаний антивибратора и вынужденных колебаний исходной системы амплитуда колебаний ступицы равна нулю. Исходя из этого условия производится настройка антивибратора, т.е. выбор его конструктивных параметров. Частота свободных колебаний антивибратора, как и частота вынужденных колебаний системы пропорциональна её угловой скорости, благодаря чему



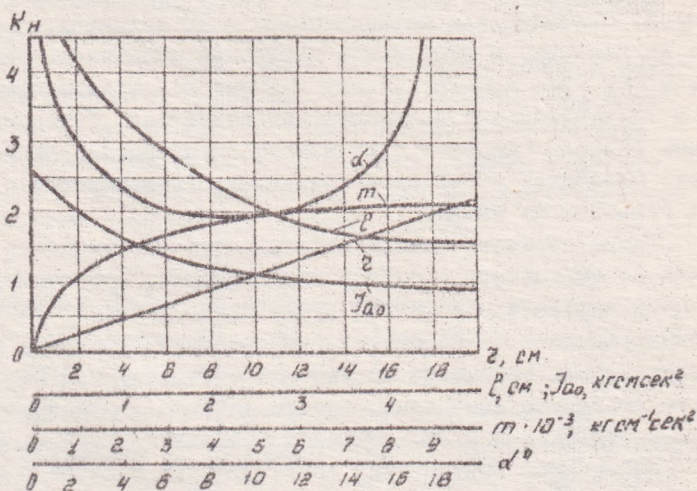
настройка антивибратора сохраняется во всем скоростном диапазоне вращения. Эта зависимость определяет одно из основных свойств антивибратора с ЦС - следующую скоростную настройку.

Коэффициент настройки антивибратора с ЦС определяется следующим выражением:

$$K_H^c = - \frac{\frac{m}{4}(R_1^2 + RR^n) + \frac{m_K}{4}(R_K^2 + R_K R_K^n)}{J_{a0} + \frac{m}{4}(R_1^2 + R_1^2) + \frac{m_K}{4}(R_K^2 + R_K^2)} \quad (3)$$

Уравнение (3) показывает, что для настройки антивибратора можно использовать девять варьируемых параметров  $z$ ,  $z_K$ ,  $l$ ,  $l_K$ ,  $\alpha$ ,  $\alpha_{ок}$ ,  $m$ ,  $m_K$  и  $J_{a0}$ .

С целью определения влияния параметров на настройку антивибратора были рассчитаны зависимости коэффициента настройки от каждого из варьируемых параметров и построены графики (фиг.2).



Фиг.2. Графики  
 $K_H = f(z, l, J_{a0}, m \text{ и } \alpha)$

Из графиков следует, что коэффициент настройки возрастает с увеличением радиуса  $z$  и уменьшается с увеличением длины  $l$  авена. При небольшом (до 0,1 радиана) изменении амплитуды колебания диска относительно ступицы коэффициент настройки антивибратора изменяется незначительно (от 2 до 2,06). Дальнейшее увеличение амплитуды колебаний приводит к значительному изменению коэффициента настройки, так например, при  $\alpha = 0,175$  радиане  $K_H = 2,5$ . Это свойство в сочетании с возможностью получения больших (до  $40+60^\circ$ ) фиксированных углов ( $\alpha_0 \dots \alpha_{ок}$ ) имеет большой практический интерес, т.к. позволяет производить перенастройку антивибратора с одного резонансного режима на другой. В результате чего обеспечивается возможность использования его в качестве составной части силовых установок с различными динамическими параметрами. Наряду с этим, следует обратить внимание ещё на одну особенность антивибратора с ЦС — с увеличением амплитуды колебаний ступицы эффективность его повышается, т.к. величина коэффициента настройки в этом случае увеличивается, приближаясь к острой. Особенностью антивибратора с ЦС является также и то, что на величину коэффициента настройки оказывают влияние массы  $m$  и  $m_k$  и момент инерции  $J_{с0}$  (фиг.2). С увеличением массы  $m$  и  $m_k$  коэффициент настройки увеличивается. Увеличение момента инерции (простое навешивание симметричных грузов на диск) позволяет легко перенастраивать антивибратор с высоких гармоник на низкие.

Таким образом, анализ зависимостей коэффициента настройки от параметров антивибратора показал, что наличие девяти варьируемых параметров существенно упрощает настройку антивибратора с ЦС на опасную резонансную гармонику и при необходимости позволяет произвести отстройку или перенастройку его путем изменения момента инерции  $J_{с0}$  диска, сосредоточенных масс  $m$  и  $m_k$  авеньев и начальных углов  $\alpha_0$  и  $\alpha_{ок}$ .

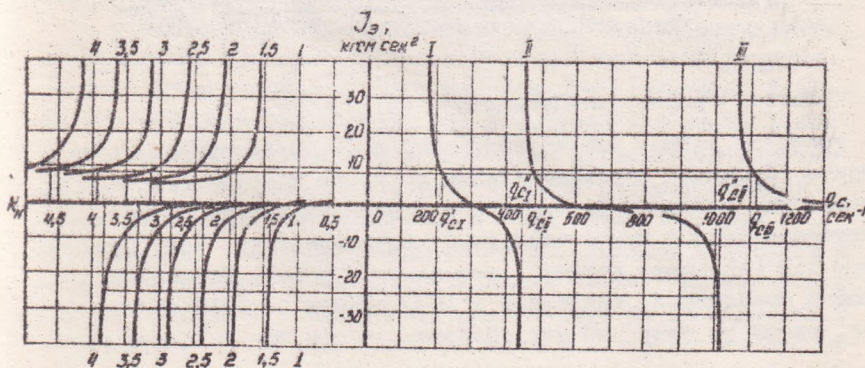
Для оценки воздействия антивибратора с ЦС на колебания многомассовой крутильной системы из уравнений (1) было получено выражение эквивалентного момента инерции ( $J_{э}$ ), который характеризует действие антивибратора как динамической системы:



$$J_3 = \frac{-\frac{q_0^2}{b_0} + \left( J_c - \frac{J_{cn}^2}{J_0} \right) \frac{\kappa^2}{\kappa_n^2} + \left( J_c \cdot J_0 + 2J_{cn} \right)}{1 - \frac{\kappa^2}{\kappa_n^2}} \quad (4)$$

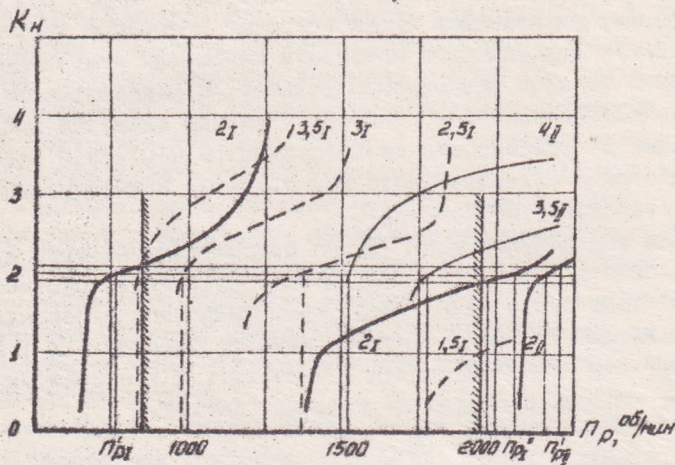
Влияние antivibrатора с ЦС на динамику многомассовой крутильной колебательной системы было рассмотрено на примере силовой установки, состоящей из 4-цилиндрового двигателя внутреннего сгорания и гидравлического загрузочного устройства. В этой, девятимассовой колебательной системе по методу цепных дробей были определены (на ЭЦВМ) первые две частоты свободных колебаний ( $\rho_{c1} = 308 \text{ сек}^{-1}$  и  $\rho_{c2} = 631 \text{ сек}^{-1}$ ) и их формы, резонансные числа оборотов с первыми шестью гармониками возмущающего момента и амплитуды вынужденных колебаний опасных резонансных режимов. В результате расчета было установлено, что наиболее опасным является резонанс, вызванный второй гармоникой возмущающего момента и расположенный в зоне наиболее часто используемых в эксплуатации чисел оборотов (1500 об/мин).

Для определения зоны чисел оборотов, из которой может быть смещен резонанс, и коэффициента настройки, при котором эта зона будет наибольшей, были вычислены с помощью ЭЦВМ зависимости эквивалентного момента инерции ( $J_3$ ) от коэффициента ( $\kappa_n$ ) настройки и частоты ( $\rho_c$ ) свободных колебаний системы и построены графики (фиг. 3).



Фиг. 3. Графики зависимостей  $J_3 = f(\kappa_n)$  и  $J_3 = f(\rho_c)$

Эта монограмма позволяет определить изменение величины эквивалентного момента инерции, а следовательно, и частоты ( $f_c$ ) свободных колебаний в системе для любой из трех форм в результате присоединения антивибратора, настроенного на опасную резонансную гармонику. График зависимостей  $\pi_p = f(\kappa_H)$  (фиг.4), полученный при перестроении (исключением  $f_p$ ) номограммы (фиг.3), позволяет определить смещение опасного и других резонансных режимов в исследуемой силовой установке при различных значениях коэффициента настройки антивибратора.



Фиг.4. Графики зависимости  $\pi_p = f(\kappa_H)$

Из графиков видно, что антивибратор с ЦС, настроенный на вторую гармонику и установленный на носке коленчатого вала двигателя, изменяет динамические параметры системы и существенно влияет на её частотную характеристику. Так, при  $\kappa_H = 1,9$  (сплошные кривые), резонансный режим, вызванный второй гармоникой, смещается с 1480 об/мин на 2010 об/мин, т.е. вверх за зону рабочих оборотов, а при  $\kappa_H = 2,1$  этот ре-



резонанс смещается на 845 об/мин. Наибольшее смещение резонансных режимов достигается при острой настройке ( $\kappa_H = 2$ ). Следует обратить внимание на то, что при  $\frac{\omega}{\omega_H} > 1$  частота свободных колебаний системы повышается, т.е. опасный резонансный режим смещается вверх за диапазон рабочих оборотов, освобождая всю скоростную зону силовой установки. Это имеет большое значение, т.к. на практике повысить частоту свободных колебаний уменьшением массы или увеличением жесткости валопровода трудно, в большинстве случаев невозможно. Для ряда случаев представляет интерес и тот факт, что антивибратор с ЦС, настроенный на опасный резонансный режим, вносит существенное изменение динамических свойств системы только в отношении тех порядков колебаний, которые близки к этой настройке, и сохраняет практически неизменными эти свойства для всех остальных порядков, т.е. значительно смещает только опасные резонансы.

Аналогичные исследования были выполнены и для системы, имеющей опасный резонанс с низкой (0,5-ой) гармоникой возмущающего момента. Эти исследования дали такие же положительные результаты.

Для оценки воздействия антивибратора на амплитуды колебаний в крутильной системе был введен новый критерий - коэффициент эффективности ( $\kappa_{эф}$ ) антивибратора, представляющий собой отношение амплитуд колебаний ступицы в системе без антивибратора, с присоединенным антивибратором.

В заключительной части главы представлены результаты исследований влияния нелинейности характеристики упругих связей антивибратора на динамику силовой установки. Для исследования нелинейных процессов в системе был использован наиболее распространенный в настоящее время метод гармонической линеаризации. В качестве примера рассматривалась двухмассовая система с присоединенным антивибратором. В этой системе были определены частоты свободных колебаний и построены скелетные кривые. При малых амплитудах колебаний (до 0,1 радиана) нелинейность практически не проявляется. С увеличением амплитуды колебаний скелетная кривая плавно из-

гибается в сторону высоких чисел оборотов, т.е. опасный резонанс при этом смещается ещё дальше от диапазона рабочих оборотов силовой установки. Глава заканчивается выводами.

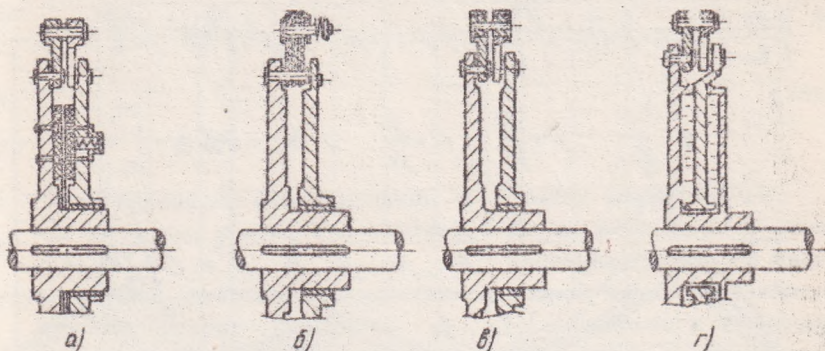
### ГЛАВА III. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЕМПФЕРА С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ НА ДИНАМИКУ РОТСРНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК МАШИН

Антивибратор с центробежными связями, настроенный на опасный резонансный режим, освобождает колебательную систему от этого резонанса, но оказывает при этом малое влияние на другие резонансы. В то же время известно, что в многомассовых системах нередко бывает несколько опасных резонансов. Применение в этом случае нескольких антивибраторов практически довольно сложно, дорого и не всегда осуществимо. Наиболее приемлемым решением в этих случаях является применение демпферов — устройств, изменяющих динамические параметры и рассеивающих часть энергии колебаний в системе.

Известно, что для борьбы с опасными резонансными колебаниями в современных силовых установках обычные фрикционные демпферы оказывают малоэффективными. Применение упруго-фрикционных демпферов обеспечивает эффективное гашение колебаний только в узкой частотной зоне, в области резонанса, на который они настраиваются. В этих условиях осуществить выбор параметров демпфера для эффективного воздействия на другие резонансные режимы, т.е. осуществить настройку демпфера на несколько резонансных режимов невозможно. Кроме того, в этих демпферах при значительных амплитудах колебаний маховика относительно ступицы возникают большие напряжения в упругих связях, которые снижают долговечность и надежность работы демпфера. Поэтому задача совершенствования существующих и создания новых конструкций надежных демпферов, обеспечивающих эффективное гашение колебаний в более широком диапазоне рабочих чисел оборотов силовой установки, остается актуальной.



Прототипом для создания новых более совершенных конструкций демпферов были использованы антивибраторы с центробежными связями, в конструкции которых введены элементы, обеспечивающие диссипацию энергии колебаний (фиг.5).



Фиг.5. Демпферы с центробежными связями

В зависимости от механизма рассеивания энергии колебаний демпферы с ЦС могут быть представлены следующими типами:

- демпфер сухого трения с ЦС (фиг.5а);
- демпфер с сухим трением в шарнирах ЦС (фиг.5б);
- демпфер с внутренним трением в ЦС (фиг.5в);
- демпфер вязкого трения с ЦС (фиг.5г).

Исследование особенностей динамики колебательных систем, имеющих демпферы с ЦС было выполнено на двухмассовой системе с демпфером вязкого трения. Движение такой системы описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} J_2 \ddot{\varphi}_2 + J_{20} \ddot{\varphi}_2 - a \varphi_2 + \xi (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + (c - \delta) \varphi_2 + b \varphi_2 &= M_1(t); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + J_{10} \ddot{\varphi}_1 + a \varphi_1 - \xi (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \delta (\varphi_2 - \varphi_1) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $J_2$  и  $J_1$  - моменты инерции ступицы и маховика демпфера;  
 $c$  - жесткость упругого элемента системы;  
 $\xi$  - коэффициент затухания.

С учетом демпфирования энергии в системе выражение для определения амплитуды колебаний ступицы приводится к виду:

$$\frac{A_c}{\varphi_{cr}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{2\zeta}{\xi_{кр}}\right)^2 \varrho^2 + (\varrho^2 - f^2)^2}{\left[\frac{2\zeta}{\xi_{кр}}\right]^2 \varrho^2 \left[ (1 + \mu_1 + 2\mu_2) \varrho^2 - 1 \right]^2 + \left[ (\mu_2 \mu_3 \varrho^2 + \mu_1 f^2 + 2\mu_4 f^2 + f_r^2) \varrho^2 (\varrho^2 - 1) (\varrho^2 - f^2) \right]^2}} \quad (6)$$

Здесь

$$\varrho = \frac{\omega}{\varrho_0}; \quad f = \frac{\varrho_a}{\varrho_0}; \quad f_r = \frac{\varrho_r}{\varrho_0} \quad \text{и} \quad \xi_{кр} = 2\sqrt{b} \varrho_0.$$

Из выражения видно, что интенсивность колебаний системы, а следовательно, и эффективность работы демпфера зависит от ряда параметров ( $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4, \varrho, f$  и  $f_r$ ), определяемых отношением моментов инерции масс системы, частот вынужденных и свободных ( $\varrho_0, \varrho_a$ ) колебаний основной системы и демпфера, а также от коэффициента  $\xi$  затухания в демпфере. Следящая скоростная настройка, присущая антивибратору с ЦО, сохраняется и для демпфера ( $f$  — пропорциональна  $\omega$ ). В то время, как в существующих конструкциях демпферов настройка ( $f$ ) является величиной неизменной.

Влияние демпфера вязкого трения с ЦО на динамику сложной колебательной системы определялось на примере рассмотренной силовой установки (стр.11).

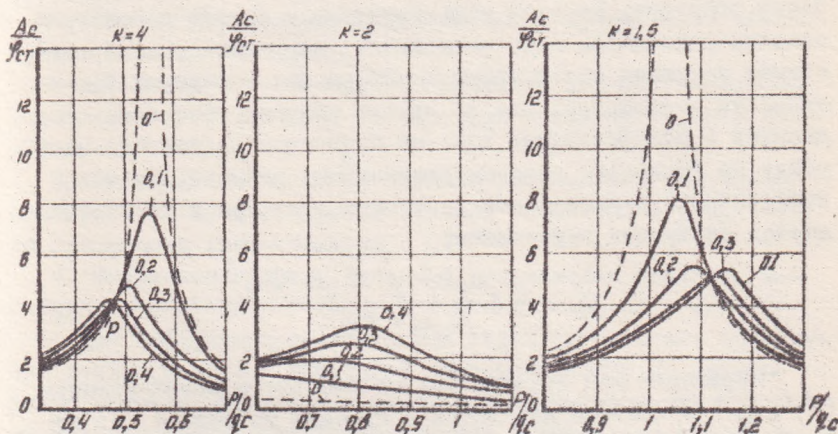
Исследования показали, что в исходной системе (без демпфера) в зоне рабочих оборотов проявляются три опасных резонанса: 2000 об/мин — 1,5-ая, 1500 об/мин — 2-ая и 750 об/мин — 4-ая гармоники. Резонансные амплитуды 1,5-ой и 2-ой гармоник вызывают в валопроводе напряжения, превышающие нижний предел допустимых значений, а амплитуды 4-ой гармоники в два раза больше, чем амплитуды 2-ой гармоники и могут быть опасны при прохождении резонанса.

Расчет амплитудно-частотных характеристик рассматриваемой системы с демпфером вязкого трения, настроенным на 2-ю гармонику и имеющим следующие параметры:

$m = 6,6 \cdot 10^{-3} \text{ кгсм}^{-1} \text{ сек}^2$ ;  $l = 18 \text{ см}$ ;  $l = 2,8 \text{ см}$  и  $\xi_{кр} = 0,5 \text{ кгсмсек}^2$ , был выполнен для диапазона оборотов от



100 до 6000 об/мин с шагом 100 об/мин, а в отдельных случаях, через 50 об/мин при различных значениях демпфирования ( $\frac{5}{3}k_{sp}$  изменялось от 0 до 0,5, через 0,1).



Фиг. 6. Амплитудно-частотные характеристики

Результаты аналитических исследований показали, что при использовании в рассматриваемой системе демпфера с ЦС (фиг. 6) наиболее опасный резонанс (2-ая гармоника), на который он настроен, практически устранен (при  $\frac{5}{3}k_{sp} = 0,2+0,3$  амплитуды уменьшены в 2,5+4 раза), а резонансные амплитуды 4-ой гармоники снижены почти в три раза и доведены до допустимых значений. Кроме того, оба резонанса несколько сдвинулись в область более низких оборотов: 4-ая гармоника - с 750 об/мин на 725 об/мин, а 2-ая - с 1500 об/мин на 1100+1250 об/мин.

Следует обратить внимание на то, что включение демпфера с ЦС, обладающего следящей настройкой, в крутильную систему не вызывает увеличения числа резонансов в зоне рабочих оборотов, как это имеет место в системе с упруго-фрикционным демпфером. В связи с этим наибольшие значения

амплитуд колебаний в системе с исследуемым демпфером наблюдаются в узком  $(0,75 \div 0,95 \nu_{\text{р}})$  диапазоне частот, в то время как в этой же системе с упруго-фрикционным демпфером такие значения амплитуд охватывают почти всю зону рабочих оборотов. Высокая эффективность в борьбе с основным опасным резонансом дает возможность варьировать в определенных пределах параметрами демпфера для повышения эффективности воздействия его на другие опасные резонансы, т.е. демпфер с центробежными связями позволяет произвести настройку на несколько опасных резонансных режимов. Величина коэффициента рациональной настройки демпфера с ЦС определяется следующим выражением:

$$\int_{\rho} = \frac{(1 - \mu_1 \mu_2) - \frac{f^2}{2} (1 + \mu_1 + 2\mu_2)}{1 + \mu_1 + 2\mu_2} \quad (7)$$

Выражение для определения оптимального демпфирования  $(\xi / \xi_{\text{нр}})$  в системе находится с помощью уравнения (6) из условия получения максимальных значений амплитуд в характерных точках  $\rho$  (фиг. 6) резонансных режимов. Наряду с этим в работе выведены выражения для определения параметров колебаний систем, в которых используются демпферы сухого и внутреннего трения с ЦС. При этом сухое трение было представлено в виде линейной зависимости от скорости.

В последнем параграфе этой главы представлены результаты исследования устойчивости движения систем с демпфером в линейной постановке.

В заключительной части главы даны выводы.

#### ГЛАВА IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ АНТИВИБРАТОРОВ И ДЕМПФЕРОВ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ НА ДИНАМИКУ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК РОТОРНЫХ МАШИН

В соответствии с основным содержанием теоретических исследований для проверки основных свойств и подтверждения



высокой эффективности новых антивибрационных устройств, а также для оценки правомерности принятых допущений был проведен комплекс экспериментальных исследований. В связи с этим программой экспериментальных исследований предусматривалось:

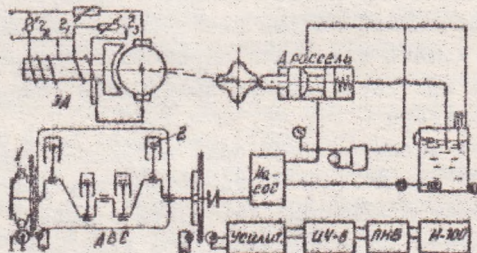
1. Снятие характеристик динамических процессов в исследуемой силовой установке.

2. Проверка и уточнение динамических параметров спроектированных и выполненных конструкций антивибраторов и демпферов с ЦС.

3. Определение смещения опасных резонансных режимов из зоны рабочих чисел оборотов силовой установки в результате применения антивибратора с ЦС.

4. Выявление степени снижения резонансных амплитуд колебаний в силовой установке с помощью демпфера с ЦС.

Для выполнения поставленных задач требовалось проведение большого объема испытаний непосредственно на вращающихся машинах, т.е. в динамике. Эти обстоятельства усложняли условия проведения экспериментов и требовали разработки особых методических приемов, специального оборудования и аппаратуры.



Фиг. 7. Схема экспериментальной силовой установки

экспериментальные исследования проводились на специально созданной стендовой силовой установке (фиг.7), обеспечивавшей максимальное приближение к натурным испытаниям, т.к. в качестве источника колебаний использовался серийный двигатель 2 внутреннего сгорания (карбюраторный четырехцилиндровый, четырехтактный,  $M_k = 10,5$  кгм при  $n = 1500$  об/мин) с гидравлическим нагрузочным устройством (шестеренный насос НШ-98 с  $Q = 98$  см<sup>3</sup>/об и  $\rho = 100$  кг/см<sup>2</sup> при  $n = 1000$  об/мин, дроссель ДДС-10, золотник БГ-54-15 и бак), позволяющим получать различные законы изменения момента сопротивления. Двигатель и насос соединены муфтой 3 и тензометрическим валом.

В процессе подготовки экспериментов разрабатывались и создавались специальные конструкции аппаратуры и оборудования, в частности, струнные токосъемники и электронный прибор для измерения неравномерности вращения, тензоталы, потенциометрические датчики амплитуд колебаний, датчики отметки числа оборотов и др. Для усиления сигналов и записи параметров использовались тензостанция ТА-5 и усилитель У2-6, осциллографы Н-700 и 1С-19 и др.

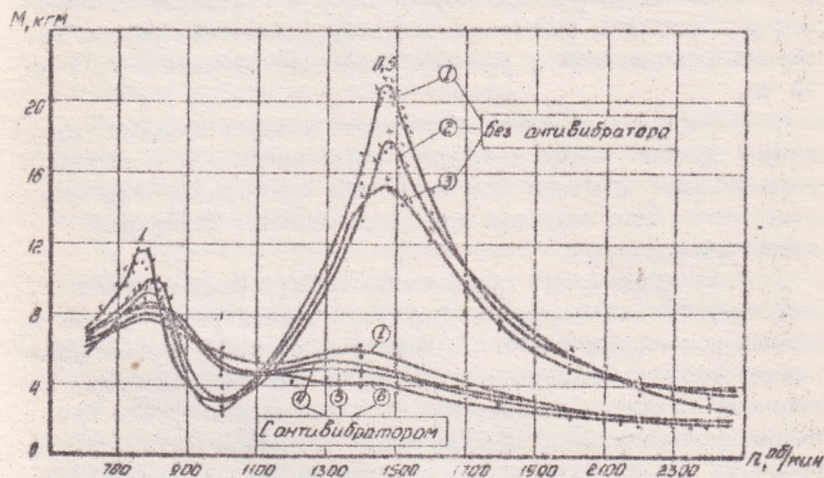
Исследование основных свойств новых антивибрационных устройств производилось на опытных образцах антивибратора и двух (с сухим и внутренним трением) демпферов с цс. Для проверки разработанной теории методикой эксперимента была предусмотрена запись изменения параметров динамических процессов системы при варьировании значениями основных параметров антивибратора ( $\tau$ ,  $m$ ,  $\alpha$  и  $J_{\text{а}}$ ).

В процессе экспериментов были выполнены замеры среднего значения и переменной составляющей крутящего момента (между двигателем и насосом), скорости вращения (числа оборотов вала в минуту) и неравномерности вращения ступицы и диска антивибратора (или демпфера), установленных на носке коленчатого вала (перед двигателем).

При выполнении экспериментов было получено 46 качественных осциллограмм динамических процессов в исследуемой силовой установке без антивибрационных устройств и с ними.



Запись производилась в диапазоне 600+2500 об/мин силовой установки с интервалом через 100 об/мин, а в отдельных случаях - через 50 об/мин при нагрузках 0,3М<sub>н</sub>, 0,5М<sub>н</sub>, и 0,75М<sub>н</sub>.



Фиг.8. Экспериментальные амплитудно-частотные характеристики

Результаты исследований, полученные после обработки осциллограмм и представленные в виде графиков (фиг.8) показали, что в исходной системе (без антивибратора) в зоне рабочих оборотов (600+2000 об/мин) проявляются два резонансных режима: 0,5-ая гармоника (1500 об/мин) и 1-ая гармоника (750 об/мин). В результате применения антивибратора, настроенного на 0,5-ю гармонику, опасные резонансные амплитуды существенно (в 3+4 раза) снижены. Резонансные амплитуды колебаний, вызываемые 1-ой гармоникой, снизились незначительно (на 10+15%), а их максимумы сместились на 20-25 об/мин.

Представлены результаты исследований влияния конструктивных параметров на эффективность антивибратора. Изменение

активной массы в пределах 15% от расчетной не оказало заметного влияния на динамику системы. Увеличение момента инерции диска (с 1 до 1,22 кгмсек<sup>2</sup>) привело к некоторому увеличению амплитуды колебаний, т.е. к отстройке антивибратора. Наиболее существенная отстройка антивибратора была вызвана изменением радиуса крепления звеньев с 7,75 до 10 см.

В исследуемой системе, имеющей демпфер с сухим (кулоновым) трением в ЦС (при  $\frac{f}{f_{кр}} = 0,28$ ), амплитуды 1-ой гармоники снижены почти на 40%, а 0,5-ой - в 3 раза. Подобные результаты были получены при использовании демпфера с внутренним трением.

В заключительной части главы дана оценка погрешностей измерений и сравнение результатов экспериментальных и теоретических исследований. Экспериментальные данные удовлетворительно подтверждают теоретические исследования. Наибольшие отклонения измерений не превосходят 5,27%. Расчетные резонансные амплитуды обеих гармоник отличаются от амплитуд тех же резонансов, полученных экспериментальным путем, на 3+6%. Глава заканчивается выводами.

## ВЫВОДЫ

В работе представлены результаты исследований новых типов центробежных антивибраторов и демпферов, разработанных для защиты роторных силовых установок различных машин (автомобилей, гусеничных машин, т.пловозов, судов, станков и др.) от динамических нагрузок, вызываемых резонансными режимами. Конструктивные разработки, аналитические и экспериментальные исследования новых антивибрационных и демпфирующих устройств выполнены впервые и применительно к реальным силовым установкам.

Выполненные исследования позволяют отметить следующие основные результаты:

1. На основании анализа динамической нагруженности ма-



шинных агрегатов и эффективности использования существующих конструкций антивибраторов и демпферов для защиты их от динамических нагрузок на резонансных режимах показана актуальность совершенствования существующих и создания новых, надежных антивибрационных и демпфирующих устройств, обладающих высокой эффективностью в широком скоростном диапазоне работы силовых установок.

2. Для создания новых типов антивибраторов и демпферов были использованы центробежные связи, инерционная природа образования упругих свойств которых наделяет их следящей скоростной настройкой.

3. Разработана линеаризованная теория антивибраторов и демпферов с центробежными связями, позволяющая с достаточной для инженерной практики точностью рассчитывать, проектировать и оценивать их влияние на динамику конкретной силовой установки ещё на стадии проектирования машин.

4. Выполненные аналитические исследования особенностей динамики сложных крутильных систем с антивибраторами или демпферами показывают:

- Применение антивибратора дает возможность выводить опасный резонанс из области эксплуатационных скоростных режимов за пределы минимальных или максимальных оборотов.
- Применение демпфера позволяет снизить до допустимого уровня амплитуды колебаний нескольких опасных резонансных режимов в широком скоростном диапазоне силовой установки.
- В силовых установках машин, имеющих опасные резонансные режимы с гармониками низких (от 0,5 до 3) порядков, целесообразно использовать простой по конструкции антивибратор (или демпфер) с одним видом (основными) связями. Для обеспечения настройки на более высокие порядки резонансных гармоник следует применять контрсвязи.
- Наличие значительного числа варьируемых конструктивных параметров ( $\tau$ ,  $\tau_k$ ,  $l$ ,  $l_k$ ,  $m$ ,  $m_k$ ,  $d_0$ ,  $d_{0k}$  и  $J_{00}$ ) в исследуемых антивибрационных и демпфирующих устройствах облегчает их первоначальную настройку и позволяет выполнять перенастройку с одного резонансного режима на другой.

- Существенная нелинейность упругой характеристики центробежных связей проявляется только при значительных (более  $10+12^0$ ) амплитудах колебаний. При этом резонансный режим смещается в сторону высоких оборотов, а амплитуда колебаний в системе оказывается ограниченной.
- Колебательная система, имеющая антивибратор с ЦС (или демпфер), работает устойчиво на всех эксплуатационных режимах силовой установки.

5. Спроектированы и изготовлены опытные образцы антивибратора и двух демпферов с переменными конструктивными параметрами ( $\varepsilon$ ,  $\varepsilon_k$ ,  $m$ ,  $m_k$ ,  $\omega_0$ ,  $\omega_{0k}$  и  $\lambda_{0k}$ ) и стендовая силовая установка с серийным автомобильным двигателем и нагрузочным устройством, позволяющим проводить исследования в широком скоростном и нагрузочном режимах работы.

6. Выполнены экспериментальные исследования и подтверждена высокая эффективность защитных свойств антивибраторов и демпферов с центробежными связями в борьбе с опасными резонансными колебаниями в широком скоростном и нагрузочном диапазонах работы силовой установки и установлено влияние отдельных параметров на их работу.

7. Антивибратор (или демпфер) с ЦС, имея беззазорные упругие связи работает надежно, без ударов (бесшумно) в ограничители при больших амплитудах колебаний диска (или маховика).

Выполненными исследованиями заложены основы теории новых высокоэффективных, универсальных антивибрационных и демпфирующих устройств и показаны реальные возможности широкого применения их в силовых установках машин для борьбы с опасными резонансными режимами.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Антивибрационные свойства центробежных связей (совместно с Г.Д. ЕМИНЬИМ). "Автомобили, тракторы и двигатели". Сб. науч. трудов ЧИИ, 1968, № 62.



2. Приведение моментов трения в шарнирах центробежной муфты, к оси вращения силовой установки (совместно с Г.Д. ЕСИНЫМ). "Автомобили, тракторы и двигатели". Сб. научн. трудов ЧПИ, 1968, № 62.
3. Вопросы динамики силовых установок, снабженных антивибратором с центробежными связями (совместно с Г.Д. ЕСИНЫМ). Сб. научн. трудов ЧПИ, 1968, № 67.
4. Экспериментальное исследование влияния соединительной муфты с центробежными связями на снижение динамических нагрузок в силовой установке (совместно с Г.Д. ЕСИНЫМ и М.И. ЗЛОТНИКОМ). Тезисы докладов первой всесоюзной научно-технической конференции по инерционным преобразователям и механизмам передачи вращающего момента. Челябинск, 1969.
5. Антивибратор с центробежными связями и его свойства (совместно с Г.Д. ЕСИНЫМ). "Вопросы улучшения динамических характеристик машин". Сб. научн. трудов ЧПИ, 1969, № 77.
6. Графо-аналитический метод определения параметров центробежных антивибраторов (совместно с Г.Д. ЕСИНЫМ). XXIII научно-техническая конференция, посвященная 100-летию со дня рождения В.И. Ленина. Тезисы докладов, ЧПИ, 1970.
7. Влияние демпфирования на эффективность антивибратора с центробежными связями (совместно с Г.Д. ЕСИНЫМ). "Автомобили, тракторы и двигатели". Сб. научн. трудов ЧПИ, 1971, № 87.
8. Снижение динамических нагрузок в машинных агрегатах с помощью центробежных муфт (совместно с Г.Д. ЕСИНЫМ и М.И. ЗЛОТНИКОМ). "Вестник машиностроения", М., 1971, № 7.
9. Экспериментальные исследования влияния антивибраторов с центробежными связями на динамику силовых установок.
10. Защита машинных агрегатов от динамических нагрузок антивибраторами и демпферами с центробежными связями (совместно с Г.Д. ЕСИНЫМ). Тезисы первой всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Челябинск, 1972.

Материалы диссертации докладывались на:

1. Научно-технических конференциях Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (1968-1972 гг.).
2. Всесоюзных научно-технических конференциях по инерционным преобразователям и механизмам передач вращающего момента (г. Челябинск, 1969 г. и 1972 г.).
3. На XIII конференции по земледельческой механике. (Академия им. В.И. Ленина, г. Москва, 1969.).

---

Б02494. 12/Х - 72 г. Сдано в печать 13, X - 72 г. Формат бумаги 60x90 1/16. Объем 1,75 п. л. Отпечатано на ротапринтере ЧПИ. Тираж 120 экз. Заказ №223/840.