

Министерство высшего и среднего специального  
образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

КАЛЫГИН

Георгий Илларионович

ИССЛЕДОВАНИЕ КОМПЕНСИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ  
СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ С ЦЕНТРОВЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ  
И ВЛИЯНИЕ ИХ НЕЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НА СНИЖЕНИЕ  
ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАШИН

(Специальность 05.02.02 - "Машиноведение и детали машин")

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинский  
политехнический институт  
БИБЛИОТЕКА

Челябинск  
1973

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола.

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

Официальные оппоненты:

доктор технических наук Г.Г.ВАСИН,  
кандидат технических наук М.Л.РАШКОВСКИЙ.

Ведущее предприятие - Челябинский тракторный завод  
имени В.И.Ленина.

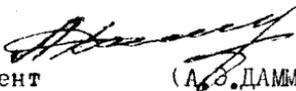
Автореферат разослан "\_\_\_" апреля 1973 года.

Защита диссертации состоится 17 мая 1973 года,  
в 15 часов, в аудитории 243 (конференцзал) на заседании  
Совета по присуждению учёных 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.С.ДАММЕР)

В программе КПСС указывается, что задача создания материально-технической базы коммунистического общества предопределяет необходимость всемерного развития уровня машиностроения, как базы комплексной механизации и автоматизации производственных процессов.

Современная тенденция форсирования рабочих процессов машин и снижения металлоемкости агрегатов сопровождается интенсификацией колебательных явлений в системах, резко повышающих их динамическую нагруженность. Уровень вибраций становится одним из основных критериев качества и надежности машин. Поэтому защита машинных агрегатов от динамических нагрузок является в наше время актуальной проблемой, непосредственно связанной с повышением эффективности, надежности и долговечности их работы.

Предлагаемая диссертационная работа посвящена разработке основ теории и методики расчета высококомпенсирующих соединительных устройств с центробежными связями с учетом их существенной нелинейности упругой характеристики и демпфирования в условиях соосного и несоосного соединения агрегатов.

Работа состоит из введения, четырех глав и общих выводов.

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

## ГЛАВА 1. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В МАШИННЫХ АГРЕГАТАХ И СПОСОБЫ ИХ СНИЖЕНИЯ

В этой главе приведены результаты исследований динамической нагруженности силовых установок транспортных колесных и

грузовых машин, тепловозов, судов и др. и дана оценка эффективности защитных свойств существующих конструкций соединительных устройств валов. В обзоре нашли отражение наиболее значительные работы по исследованию компенсирующих и нелинейных свойств муфт отечественных и зарубежных авторов; Н.Д. БАРБАША, А.П. БЕССОНОВА, В.Л. ВЕЙЦА, И.И. ВУЛЬФСОНА, Дж.П. ДЕН-ГАРТОГА, Ф.М. ДИМЕНТБЕРГА, Г.Д. ЕСИНА, И.Л. ЛУРЬЕ, Г.С. МАСЛЮЗА, К.М. РАГУЛЬСКИСА, Е.Л. ИВАНОВА, В.П. ТЕРСКИХ, Л.И. ШТЕЛНВОЛЬФА и др.

Показано, что задачи дальнейшего повышения надежности и долговечности в значительной степени связаны с раскрытием особенностей динамических процессов, вызываемых неизбежной расцентровкой между соединяемыми агрегатами, и созданием эффективных способов её компенсации. Наряду с неравномерностью характера вырабатываемой и потребляемой энергии, несоосность является одним из самых распространенных возмущающих факторов, вызывающих развитие повышенной динамической нагруженности машин. При этом все большее значение приобретает эксплуатационная несоосность (от упругих и температурных деформаций и инерционных сил), которая проявляется в процессе работы машины и не может быть устранена обычными монтажными методами. Эти смещения, суммируясь с технологическими неточностями при изготовлении и сборке силовых установок, приводят к значительной несоосности, достигающей по данным НАТИ 4+5 мм в радиальном и 2+3 мм в осевом направлениях.

Приведен анализ существующих способов и средств компенсации несоосности и борьбы с опасными резонансами, дана их сравнительная оценка. Отмечено, что снижение общего уровня динамической нагруженности (в том числе и защита опорных узлов от перегрузок в условиях различной несоосности валов) машин и отстройка их от резонансов обычно осуществляется с помощью повышения податливости соединительных устройств, использования нелинейности упругой характеристики и демпфирования связей. Создание конструкций соединительных муфт с использованием комплекса указанных свойств затруднительно, так как приводит к существенному усложнению их конструкции и снижению надежности работы.

Для сравнительной оценки компенсирующих свойств муфт предложены безразмерные кинематический параметр, определяющий допустимую для данной муфты несоосность, и силовой - характеризую-

щий дополнительную нагруженность опорных узлов в условиях несоосного соединения агрегатов. Выполненный анализ показывает, что значения этих параметров не могут удовлетворять требованиям практики машиностроения, а возможности повышения их различными конструктивными и технологическими мероприятиями в настоящее время ограничены и подходят к своему пределу.

Нелинейность упругой характеристики, получаемая за счет свойств материалов и конструктивной особенности выполнения, позволяет расстраивать резонансные режимы, выводя их из рабочей зоны силовой установки. Однако получение требуемой степени нелинейности без применения жестких ограничителей весьма сложно.

Важным фактором ограничения развития амплитуд колебаний, особенно в области резонанса, является демпфирование энергии колебаний. Основные трудности при конструировании демпфирующих элементов муфт связаны со сложностью обеспечения и сохранения расчетного коэффициента затухания в широком эксплуатационном режиме работы силовых установок.

Значительно большими возможностями в этом отношении располагают соединительные муфты с центробежными связями (ЦС), удачно сочетающие в себе высокую компенсирующую способность, существенные нелинейности упругой характеристики и демпфирующих свойств. Кинематическая схема и инерционная природа образования упругости и диссипации энергии дают возможность центробежным связям сохранять благоприятную динамическую настройку машин при изменении режимов эксплуатации.

Однако, исследования, посвященные работе ЦС в условиях несоосного соединения валов, и влияния их нелинейных свойств на снижение динамической нагруженности машин отсутствуют, что явилось основной предпосылкой для выполнения предлагаемой работы.

При выполнении работы решались следующие задачи:

1. Разработка основ теории, методики расчета и оценки компенсирующей способности центробежных связей при несоосном соединении машинных агрегатов.
2. Разработка методики расчета многомассовых систем с учетом существенной нелинейности упругой характеристики и демпфирования центробежных связей и оценка влияния этих параметров на динамическую настройку машин.
3. Разработка инженерных методов выбора рациональных пара-

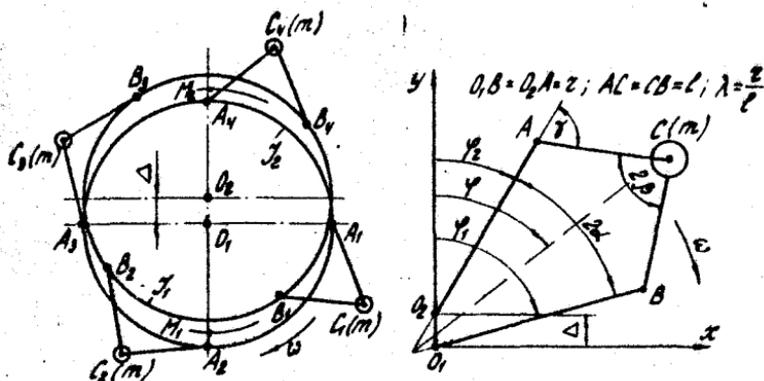
метров центробежных связей применительно к конкретным силовым установкам.

4. Разработка и изготовление опытных образцов муфт с центробежными связями и экспериментальное определение их антивибрационных и компенсирующих характеристик.

## ГЛАВА II. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МУФТЫ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ В УСЛОВИЯХ НЕСООСНОСТИ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ

Принцип действия центробежных связей основан на использовании инерционных сил вращающихся масс ( $m$ ) связей ABC (фиг.1), шарнирно соединяющих ведущую и ведомую части силовой установки. Компенсация несоосности обеспечивается относительной деформацией (игрой) связей муфты.

Центробежным связям, обладающим высокой крутильной податливостью, присущи и повышенные возможности компенсации несоосности без заметного дополнительного нагружения опорных узлов.



Фиг.1. Кинематическая схема центробежных связей

Динамические свойства муфты лучше всего исследовать в условиях работы силовой установки, которую в первом приближении можно представить двухмассовой системой (фиг.1б) с приведенными моментами инерции двигателя  $J_1$  и потребителя энергии  $J_2$ . Движение этой системы в условиях несоосности валов описывается

нелинейными дифференциальными уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} J_H \ddot{\varphi} + J_H \dot{\alpha} + \partial J_H / \partial \alpha \dot{\alpha} \varphi &= M_1 + M_2; \\ J_H \ddot{\alpha} + J_H \dot{\varphi} + \frac{\partial J_H}{\partial \alpha} \dot{\alpha}^2 - \frac{\partial J_H}{\partial \alpha} \varphi^2 &= M_1 + M_2, \end{aligned} \right\} (1)$$

где

$$J_H = J_1 + J_2 + m_2(R^2 + (4\delta^2 + 2RE)\Delta^2);$$

$$J_H = J_1 - J_2;$$

$$J_H = J_1 + J_2 + m_2(R^2 + (4\delta^2 + 2RE)\Delta^2);$$

$$\varphi = \frac{y_1 + y_2}{2}; \quad \alpha = \frac{y_1 - y_2}{2}; \quad R = l(\lambda \cos \alpha + \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha});$$

$\Delta$  - несоосность валов;

$m_2$  - приведенная масса овязей;

$R$  и  $l$  - радиус крепления поводка овязи и его длина;

$\lambda, \delta, E$  - коэффициенты разложения в ряд Маклорена координат центра  $C'$  приведенной массы овязи.

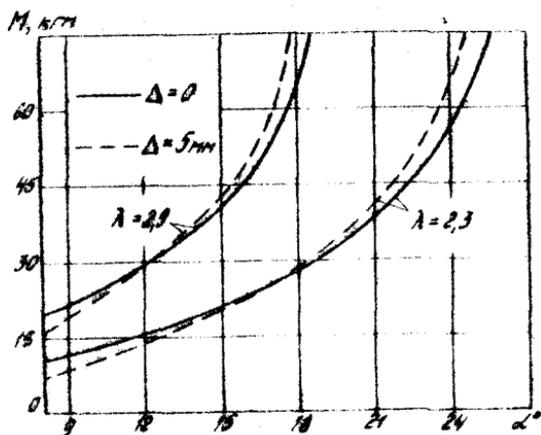
Штрих - дифференцирование по  $t$ .

С целью уравновешивания соединительных муфт о ЦС и снижения удельного давления в её шарнирах рекомендуется применение числа овязей  $k \geq 3$ . В этом случае система уравнений (1) допускает стационарное решение, соответствующее равномерному вращению, что позволяет получить выражение для определения динамической характеристики

$$M = -\frac{M_2}{2} \sqrt{2R R' + (R'E + RE' + 4\delta\delta')\Delta^2} \omega^2. \quad (2)$$

Из выражения (2) следует, что расцентровка валов вызывает дополнительную составляющую вращающего момента, пропорциональную  $\Delta^2$ . В пределах принятой линеаризации несоосность не вызывает дополнительных возмущений приведенных масс системы, а лишь несколько ужесточает упругую характеристику муфты (фиг.2).

Выведены аналитические зависимости для учета влияния трения в шарнирах овязей на упругую характеристику ЦС. Для условий стационарного режима приведены выражения, позволяющие определять податливость ЦС с контрсвязями (реверсивные) и без них. Расчеты для мощных силовых установок показывают, что даже в условиях очень больших расцентровок между соединяемыми валами ( $\Delta \leq 5$  мм) податливость муфты снижается незначительно (в пределах 5+12%) и по абсолютному значению может быть доста-



Фиг. 2. Упругая характеристика ЦС

точно высокой. Это позволяет получать частоты свободных колебаний одноузловой формы достаточно низкими.

Разработанные основы теории свободных колебаний динамических систем с ЦС дают возможность производить расчет и выбор конструктивных параметров ЦС и осуществлять отстройку конкретной силовой установки от опасных резонансных режимов с учетом ожидаемой расцентровки соединяемых агрегатов. Указанные возможности проиллюстрированы на примере создания ЦС для стендовой силовой установки с мощным (160 л.с.) четырехцилиндровым четырехтактным дизелем и гидротормозом в качестве загрузочного устройства. Расчеты, подтвержденные экспериментом, показали, что применение ЦС вместо серийного упругого соединения позволило в условиях 2-миллиметровой несоосности сместить частоты свободных колебаний одноузловой формы с  $720 \pm 1130$  об/мин на  $200 \pm 400$  об/мин, т.е. вывести резонанс из рабочего режима. Частота свободных колебаний двухузловой формы при этом осталась за пределами максимального скоростного режима и соответствовала  $5000 \pm 6000$  об/мин.

Исследовано влияние несоосности валов на вынужденные колебания машинного агрегата с ЦС и на возможности снижения динамических нагрузок. Для оценки виброзащитных свойств связей

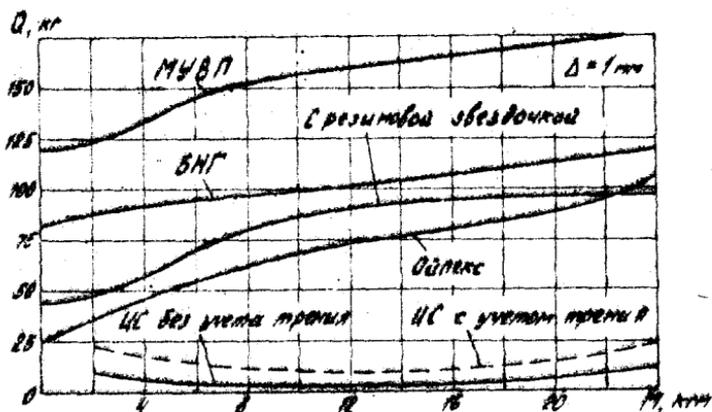
выведены аналитические выражения амплитуд колебаний и коэффициента передачи момента. Расчеты для всего эксплуатационного диапазона нагрузок и скоростей силовых установок показывают, что несоосность валов приводит к некоторому повышению амплитуд вынужденных колебаний и резонансных частот (5+10%).

Составлена динамическая модель машинного агрегата с учетом податливости опорных узлов и валов. Система обладает шестью степенями свободы и её движение с учетом внутреннего и внешнего трений описывается нелинейными дифференциальными уравнениями. Проведенные расчеты с помощью ЭЦВМ показали, что в условиях несоосности колебания масс системы, обусловленные податливостью опорных узлов и валов, оказывают пренебрежимо малое влияние (менее 1%) на крутильные колебания валов. Это позволило рассматривать радиальные и крутильные колебания отдельно. В соответствии с критерием Рауса-Гурвица для комплексных дифференциальных уравнений получено условие устойчивости радиальных колебаний рассматриваемой системы и доказано, что зависимость параметров таких колебаний от скорости вращения расширяет скоростные границы устойчивого движения.

Из условия существования стационарного режима получено выражение для дополнительной нагруженности опорных узлов

$$Q = mZ \frac{\lambda \cos \alpha - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}{8 \lambda^2 \sin^2 \alpha (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \omega^2 \Delta \quad (3)$$

Природа этих сил имеет инерционный характер и её возникновение связано с кинематической отработкой несоосности связями. Из выражения (3) видно, что на величину силы  $Q$  оказывают влияние не только конструктивные ( $m$ ,  $\lambda$  и  $Z$ ) параметры ЦС и величина несоосности  $\Delta$ , но и эксплуатационные параметры ( $\omega$  и  $\alpha$ ) машинного агрегата. Расчеты подтвердили повышенную компенсирующую способность ЦС в условиях несоосности валов - дополнительные нагрузки оказались в 10-30 раз меньше, чем это имеет место при работе с лучшими существующими конструкциями муфт (фиг.3). Наряду с этим следует указать, что связи обеспечивают компенсацию большой (345 мм) расцентровки между валами при сравнительно малой дополнительной нагруженности опор, в то время как подавляющая часть существующих конструкций соединительных муфт в



Фиг. 3. Дополнительная нагруженность опорных узлов упруго-компенсирующими муфтами

таких условиях оказывается неработоспособной.

Из выражения (3) легко выводится аналитическая зависимость для определения одной из основных характеристик ЦС — её радиальной жесткости. Проведенные расчеты подтвердили пониженную радиальную жесткость ЦС во всем рабочем диапазоне нагрузок и скоростей силовых установок (0,5÷1,5 кг/см на 1 л.с. мощности).

На дополнительную нагруженность опор также оказывают влияние силы трения в шарнирах связей, вызываемые отработкой несоосности. Аналитические исследования и расчеты показали, что трение в кинематических парах ЦС увеличивает нагрузки на опоры валов в 2÷2,5 раза (фиг. 3, пунктирная кривая). Однако, даже в этих условиях величины  $Q$  на порядок меньше, чем это имеет место у лучших конструкций упругих муфт.

Значения безразмерных кинематических и силовых параметров компенсирующей способности муфт с центробежными связями оказываются на один-два порядка выше, чем у лучших существующих конструкций муфт.

Для объяснения динамических явлений, возникающих при отработке связями несоосности, проведено кинестатическое ис-

следование соединительных поводков, показавшее, что компенсация несоосности сопровождается дополнительной периодической нагрузкой кинематических пар связей. Показано, что амплитуды указанных сил принимают минимальное значение в рабочей зоне оборотов и нагрузок и для разных  $\lambda$  имеют, примерно, одинаковый уровень.

Работа ЦС при несоосности валов и колебаниях сопровождается угловой деформацией связей и связанной с этим расходом энергии на трение в шарнирах. В связи с этим представляет определенный интерес исследование потерь энергии в ЦС и к.п.д. их:

$$\eta = \frac{RR\lambda \sin\alpha}{RR\lambda \sin\alpha + 2\mu[r_0(\lambda\alpha_m - \varphi_0) + 2r_1(\lambda\alpha_m - \varphi_1)]} \quad (4)$$

Здесь  $\lambda\alpha_m$  и  $\lambda\alpha_0$  - угловые амплитуды относительных деформаций шарниров связей, вызванных отработкой несоосности;

$\varphi_0$  и  $\varphi_1$  - углы поворота шарниров без проскальзывания;  
 $\mu$  - коэффициент трения в контактирующих поверхностях связей;

$r_0, r_1$  - радиусы пальцев в центральном С и концевых А и В шарнирах (фиг.1).

Выявлено, что к.п.д. связей не зависит от скорости вращения и приведенной массы, а абсолютные значения потерь энергии не превышают 1,5% даже в таких условиях, как пятимиллиметровая несоосность. С уменьшением несоосности валов и конструктивного параметра  $\lambda$  потери энергии снижаются.

Исследования влияния муфты с контрсвязями (реверсивной) на динамику машинного агрегата показали увеличение радиальной жесткости, потерь энергии и расширения диапазона устойчивых оборотов системы в 1,5-2 раза.

В настоящее время, наряду с ЦС двухповодковой конструкции, известен ещё ряд работоспособных в условиях несоосности валов схем ЦС (ползаунные и мантиновые), движение которых описывается в общем виде нелинейными дифференциальными уравнениями вида (1). Выполненные исследования и сравнительный анализ показали, что центробежные муфты с двухповодковыми связями отличаются более высокими показателями по крутильной и радиальной податливостям, характеризуются лучшей компоновкостью, меньшими габ-

ритами и весом, большей надежностью в эксплуатации и проще в изготовлении по сравнению с другими схемами ЦС.

В центробежных связях возможно применение резино-металлических шарниров (РМШ), которые позволяют сохранять их высокие компенсирующие и антивибрационные свойства и снижать проявление некоторых нежелательных качеств. Устранение контакта между металлическими поверхностями в шарнирах с помощью резинового слоя повышает долговечность работы муфты, создает электроизоляцию соединяемых агрегатов, снижает шум в работе и т.д. Применение РМШ обеспечивает также высокие компенсирующие свойства её при малых оборотах (запуск и остановка) и возможность передачи момента в обратном направлении без контрсвязей. Компенсирующая способность таких муфт остается на уровне муфт с использованием шарниров скольжения. Глава заканчивается выводами.

### ГЛАВА III. НЕЛИНЕЙНОСТЬ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СВЯЗЕЙ КАК ФАКТОР СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В МАШИНАХ

Нелинейность упругой характеристики и демпфирования ЦС обуславливается кинематической схемой муфты и инерционной природой образования упругости и моментов трений. Это отличает их от существующих конструкций муфт, нелинейность характеристик которых достигается только конструктивными мероприятиями.

Применение метода гармонической линеаризации позволяет для исследования динамики системы с ЦС использовать линейные методы. С этой целью определены эквивалентные линеаризованные параметры ЦС:

$A = f_1(\delta, \delta_0, \alpha, \omega, \rho, \lambda, \nu)$  - постоянная составляющая момента;

$B = f_2(\delta, \delta_0, \alpha, \omega, \rho, \lambda, \nu, \mu)$  - коэффициент диссипации энергии;

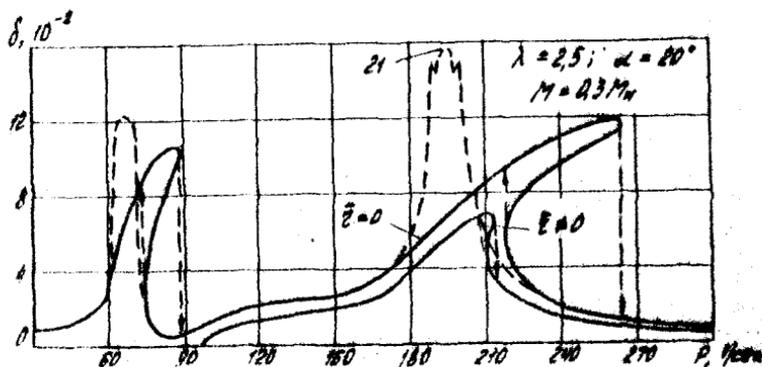
$C = f_3(\delta, \delta_0, \alpha, \omega, \rho, \lambda, \nu)$  - коэффициент жесткости ЦС.

Полученные параметры являются нелинейной функцией амплитуды колебаний  $\delta$ , смещения середины размаха  $\delta_0$ , частоты колебаний  $\rho$ , угловой скорости вращения  $\omega$  и угла деформации  $\alpha$  муфты. Особенности нелинейности характеристик ЦС и их влияние на снижение динамической нагруженности машин рассмотрено на примере трехмассовой системы, являющейся моделью машинного агрегата. Из расчетов следует, что увеличение нагруженности сис-

темы и конструктивного параметра  $\lambda$  приводит к росту нелинейности эквивалентной жесткости. Зависимость коэффициента жесткости ЦС от формы главных колебаний является особенностью ЦС, увеличение которой приводит к росту нелинейности  $c = f(\delta)$ . Расчеты показали, что при  $\lambda > 1,14$  скелетные кривые располагаются справа от вертикали, что позволяет смещать опасные резонансы в область высоких частот.

Динамическая нагруженность машин может быть оценена резонансными кривыми, из которых следует, что нелинейность характеристик ЦС является мощным средством отстройки и снижения уровня резонансов. Так, например, для угла деформации  $\alpha = 20^\circ$  и  $Z = 0$  (фиг. 4) резонансная амплитуда уменьшилась в 2,44 раза и сместилась в область высоких частот на 33%. Учет демпфирования в связях привел к ещё большему снижению динамических нагрузок (в 3,2 раза).

Для проверки разработанной теории был применен энергетический метод расчета резонансных амплитуд, основанный на приравнивании работ демпфирования и возмущений. Определены условия существования основного или субгармонического резонанса порядка  $S$ , а также максимальные значения амплитуд, нахождение которых представляет наибольший практический интерес.



Фиг. 4. Амплитудно-частотные характеристики

Расчеты показали, что ЦС, обладающие значительным естественным механизмом диссипации энергии при колебаниях, существенно снижают амплитуды субгармонических резонансов в системе.

Предложенная методика учета нелинейности характеристик ЦС может быть распространена на более сложные колебательные системы и с другими типами (полаунные, маятниковые, планетарные) динамических муфт.

На основании метода Ван-дер-Поля получены условия асимптотической устойчивости стационарных режимов систем с центробежными связями

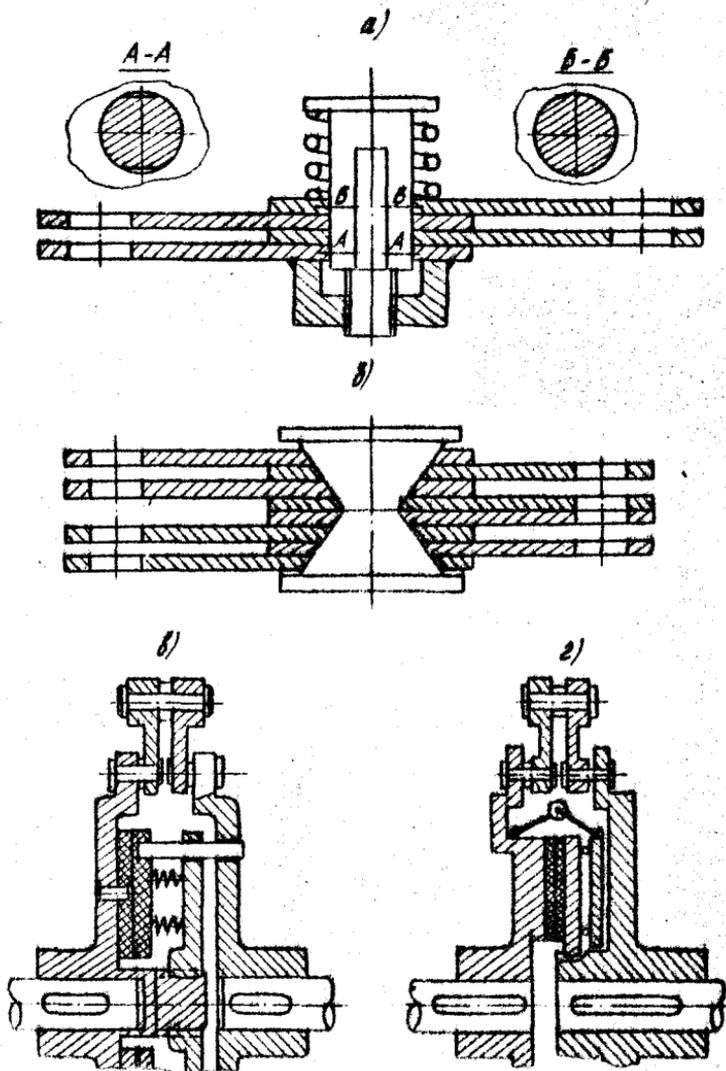
$$2E + \delta \frac{\partial E}{\partial \delta} > 0, \quad (5)$$

$$\frac{1}{p^2} (c - p^2) (c - p^2 + \delta \frac{\partial c}{\partial \delta}) + E (\tau + \delta \frac{\partial \tau}{\partial \delta}) > 0. \quad (6)$$

Условие (5) выполняется для всех видов диссипативных сил, возможных в шарнирах ЦС. Из анализа неравенства (6) следует, что средние ветви наклонных резонансных кривых не реализуются в динамических системах.

Так как в большей части машинных агрегатов параметры (амплитуда и частота) возмущающих моментов пропорциональны скоростным и нагрузочным режимам, то пути дальнейшего снижения нагруженности элементов трансмиссии машин тесным образом связаны с созданием муфт, обладающих определенной следящей демпфирующей способностью по отношению к режимам работы силовых установок. Это имеет важное значение для сохранения их благоприятной динамической настройки.

Прототипами для создания таких конструкций муфт были использованы центробежные связи, для которых демпфирующие моменты нелинейно зависят от нагрузочного режима и квадрата оборотов. По абсолютной величине они могут быть получены достаточно высокими (15-40% передаваемого вращающего момента). Выполненные расчеты применительно к силовым установкам с двигателями типа ДВС или асинхронного электродвигателя подтвердили следящие демпфирующие свойства ЦС (момент трения увеличивался в 1,6-2,2 раза при удвоенном росте скоростей или нагрузок). С целью увеличения нелинейности момента трения в зависимости от режимов работы предложена конструкция центробежных связей (фиг.5а), сила поджатия фрикционных поверхностей которых является функцией деформации связи. Аналогичного эффекта можно добиться и особым конструктивным исполнением центрального шарнира связи АВС (фиг.5б).



Фиг. 5. Муфты-демпферы с центробежными связями

0196747

Наряду с этим предложены схемы муфт-демпферов, обеспечивающие увеличение момента трения и степени его нелинейности в функции скоростей и нагрузок системы за счет встраиваемых в муфту саморегулируемых фрикционных дисковых устройств. За счет конструктивной особенности выполнения муфты-демпфера сухого трения с ЦС (фиг.5в) сила поджатия фрикционных поверхностей является функцией деформации (нагруженности). Для обеспечения следящей скоростной демпфирующей настройки разработана инерционная муфта-демпфер с ЦС (фиг.5г), у которой поджимающее усилие контактирующих поверхностей дисков оказывается пропорциональным квадрату угловой скорости. Показана возможность сохранения оптимальной динамической настройки системы использованием предложенных схем муфт-демпферов. Так, например, при увеличении амплитуд возмущающих моментов в 1,5 раза, уровень резонансных амплитуд остался прежним.

Особенностью муфт-демпферов с ЦС является то, что они могут ограничить резонансные амплитуды конечными величинами с помощью сил сухого трения, которые изменяют упруго-массовое строение системы в желаемом направлении. Разработанная методика позволяет подбирать параметры связей так, что в диапазоне частот опасного резонанса амплитуда возмущающего момента получается меньше момента сил трения в ЦС, и муфта "запирается" (связи превращаются в жесткое соединение), а колебательная система теряет одну степень свободы. При дальнейшем увеличении скоростей вращения (частот возмущения) демпфирующий момент уменьшается (в зоне пусковых оборотов), а возмущающий момент увеличивается, вследствие чего происходит обратное перестроение системы и резонанс оказывается обойденным. Такой эффект был подтвержден числовым экспериментом. Глава заканчивается выводами.

## ГЛАВА 1У. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОМПЕНСИРУЮЩИХ И АНТИВИБРАЦИОННЫХ СВОЙСТВ МЕХАНИЗМОВ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ СВЯЗЯМИ

В соответствии с основным содержанием теоретических исследований для проверки влияния несоосности на характеристики муфты с ЦС и подтверждения вносимых компенсирующих свойств их был проведен комплекс стандовых лабораторных и натурных эксперимен-

тальных исследований. Программой испытаний предусматривалось:

1. Определение влияния несоосности валов на динамическую характеристику и антивибрационные свойства центробежных связей.
2. Исследование дополнительной нагруженности опорных узлов силовой установки в условиях несоосного соединения агрегатов.
3. Определение потерь энергии на трение в шарнирах, вызываемых отработкой несоосности.
4. Подтверждение высоких антивибрационных свойств муфты с ЦС в условиях несоосного соединения агрегатов на натурном образце мощной тракторной силовой установки.

Для выполнения поставленных задач требовалось проведение большого объема испытаний непосредственно на вращающихся машинах, т.е. в динамике. Все это усложняло условия проведения экспериментов, требовало разработки особых методических приемов, специального оборудования и аппаратуры.

С целью воспроизведения реальных или близких к ним условий работы муфты с ЦС для экспериментальных исследований был разработан специальный лабораторный стенд, позволяющий выполнять комплекс динамических исследований, и использована серийная силовая установка мощного трактора класса 10 тонн тяги.

Лабораторный стенд обеспечивал максимально возможное приближение его к физической модели (двухмассовая система), на основании которой производился вывод расчетных формул. Он состоит из электродвигателя ПЗ1 и генератора ПЗ2 ( $M_n = 1,5$  квт;  $n_n = 1500$  об/мин), соединенных между собой тензométrическими валами и исследуемыми центробежными связями. Электрическая часть обеспечивала плавное регулирование скоростного и нагрузочного режимов, а также получение возмущающего момента с плавной и независимой регулировкой амплитуды и частоты. Механическая часть давала возможность быстрого изменения несоосности валов непосредственно в динамике.

В процессе подготовки экспериментов разрабатывались и создавались специальные конструкции аппаратуры и оборудования, в частности: струнные высокооборотные токосъемники, электронный вибратор крутильных колебаний (блок транзисторов КТ802А, работающих в режиме регулируемых сопротивлений), тензоталы, потенциометрические датчики амплитуд колебаний, индуктивные

датчики и др. Для усиления сигналов и записи параметров использовались теностадия ТА-5 и усилитель У2-6, осциллографы В-700 и 1С-19 и др.

Исследование основных свойств ЦС производилось на трех опытных образцах муфт (с шарнирами трения скольжения и качения и внутренним трением). Для проверки разработанной теории методикой эксперимента была предусмотрена запись изменения параметров динамических процессов системы при варьировании значениями основных параметров связей муфт ( $m$ ,  $\lambda$ ,  $Z$ ).

В процессе экспериментов были выполнены замеры среднего значения и переменной составляющей вращающего момента перед муфтой и за ней, скорости вращения (числа оборотов вала), углов деформации связей муфты, нагруженности опорных узлов валов и амплитуд угловых колебаний ведущих и ведомых частей системы.

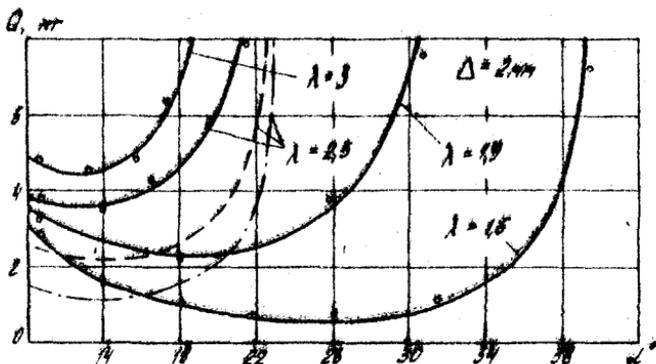
При выполнении экспериментов было получено 85 качественных осциллограмм динамических процессов в исследуемом лабораторном стенде при осевом и несоосном соединении валов. Запись производилась в диапазоне 900-1500 об/мин силовой установки с интервалом 100 об/мин при нагрузках 0,3Мн, 0,6Мн, 0,9Мн, 1,2Мн, 1,5Мн.

Осциллограммы, полученные для различных оборотов, подтверждают квадратичную зависимость крутящего момента и нагруженности опорных узлов от угловой скорости вращения валов. Поэтому результаты обработки осциллограмм представлены только для режима номинальных оборотов.

Анализ полученных результатов подтверждает смещение динамической характеристики ЦС вверх в зоне больших углов деформаций связей и вниз в зоне малых. Это приводит к некоторому снижению крутильной податливости (до 5-12%) центробежных связей во всем рабочем диапазоне скоростей и нагрузок.

Результаты исследований подтвердили (фиг.6) высокую компенсирующую способность при значительной (до 5 мм) расцентровке между соединяемыми агрегатами без заметной дополнительной нагруженности узлов (до 0,5-2 кг на 1 мм несоосности и 1 кгм передаваемого момента). Существенное снижение нагруженности опор реализовано уменьшением коэффициента трения в шарнирах связей. При смавке трущихся поверхностей шарниров величина  $\varrho$  (пунктирная кривая) уменьшилась в 1,85 раза, а при применении

связей с кинематическими парами трения качения - в 2,5 раза (штрих-пунктирная кривая). Также была проведена качественная проверка работы ЦС в условиях чрезмерно большой несоосности ( $\Delta = 9$  мм для муфты с  $\lambda = 5,5$  см), подтверждавшая и в этих условиях её высокие компенсирующие качества ( $\sigma = 14,9$  кг для  $\lambda = 2,5$ ). Это вполне удовлетворительно согласуется с теоретическими результатами расчетов ( $\sigma = 14$  кг).



Фиг. 6. Дополнительная нагруженность  $\sigma = f(\alpha, \lambda)$

Обработка несоосности осуществляется за счет изменения формы ЦС, сопровождаемой потерей части передаваемой мощности на работу трения в шарнирах связей. Экспериментально эти потери определялись путем замера величины вращающего момента до связей и после них в условиях различной несоосности валов. Результаты обработки осциллограмм показали, что в диапазоне рабочих нагрузок ( $\alpha = 12+22^\circ$  для  $\lambda = 2,5$ ) к.п.д. связей находится на уровне  $0,985 \pm 0,002$  при значительной ( $\Delta = 5$  мм) несоосности валов, т.е. потери энергии даже в таких тяжелых условиях не превышают 1,5%.

В лабораторных условиях на динамическом стенде ставились задачи экспериментального определения виброизолирующих свойств ЦС (коэффициента передачи амплитуд колебаний) в условиях соосного соединения агрегатов и при различных расцентровках между ними, а также подтверждения приемлемости аналитического учета влияния нелинейности связей на параметры колебаний (амплитуды и частоты). Для определения влияния различных вредных сопротив-

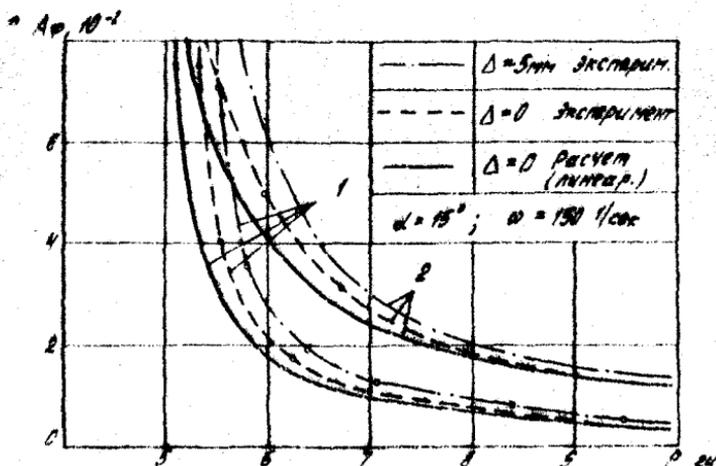
лений в элементах стенда была выполнена экспериментальная оценка их методом выбега вращающейся системы. При математическом моделировании системы были учтены переходные электромагнитные процессы.

В процессе экспериментального исследования были записаны различные параметры (500 точек), отличающиеся скоростью вращения, частотой, амплитудой возмущающего момента, углом деформации связей, режимами несоосности и др. В результате анализа осциллограмм установлено (фиг.7):

1. Центробежные связи проявляют высокие антивибрационные свойства как в условиях соосного, так и несоосного соединения валов.

2. С увеличением амплитуды колебаний частота резонанса заметно сдвигается в сторону высоких частот.

3. Наличие несоосности валов приводит к некоторому (до 15%) увеличению амплитуд колебаний ведущих и ведомых полушестерен и сдвигу резонансов в сторону более высоких частот.



Фиг.7. Амплитудно-частотные характеристики:

1 - ротор двигателя; 2 - ротор генератора

Следовательно, разработанная теория даже при условии больших амплитуд колебаний достаточно точно отражает действитель-

ную картину крутильно-колебательного движения масс, соединенных ЦС.

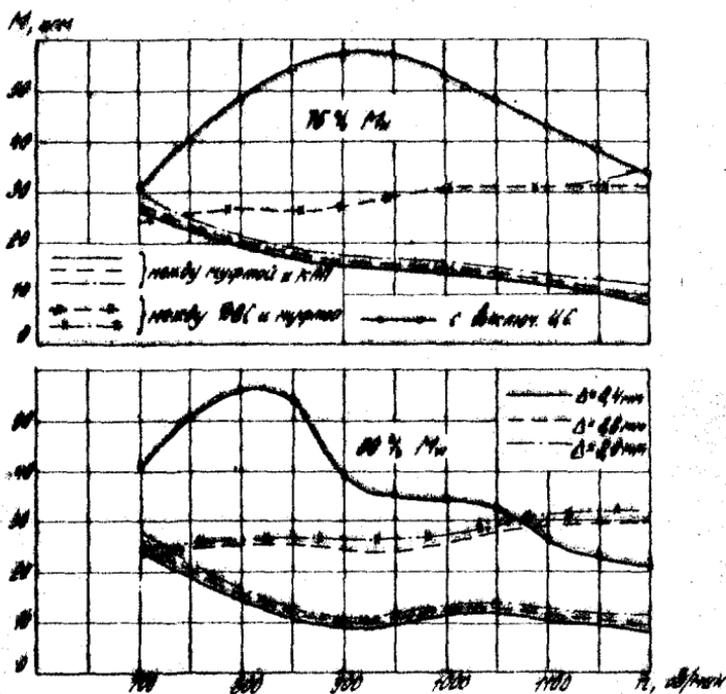
С целью воспроизведения натуральных условий было проведено экспериментальное исследование влияния ЦС на снижение динамических нагрузок в силовой установке мощного трактора класса 10 тонн тяги (лаборатория ЧТЗ) в условиях значительных расцентровок валов соединяемых агрегатов. Она состоит из двигателя Д-160, пятискоростной коробки передач и гидротормоза. Опытный образец ЦС был соединен с двигателем и коробкой передач тензометрическими валами. Податливость ЦС оказалась на разных передачах и различных несоосностях валов ( $\Delta \leq 2$  мм) в 20-70 раз выше податливости тензовалов, которая равна податливости торсионного вала, соединяющего двигатель и трансмиссию в серийном тракторе.

Запись амплитуд колебаний момента выполнялась шлейфовым осциллографом на фотобумаге, замер нагрузочного момента осуществлялся с помощью весового устройства. Осциллограммы снимались на каждой передаче с интервалом через 100 об/мин для трех режимов загрузки (0,3Мн, 0,6Мн, 0,75Мн).

Осциллографирование показало, что при работе со заблокированными ЦС (серийное соединение) в условиях несоосности  $\Delta = 0,8$  мм проявляются колебания первой гармоники с амплитудой момента до 0,6Мн, а при использовании ЦС, вместо более энергоемкой первой гармоники колебаний проявляются колебания четвертой гармоники возмущений двигателя. Колебания первой гармоники момента и несоосность локализуются в ЦС.

Результаты обработки 90 осциллограмм для пяти передач показывают, что коэффициент передачи момента (отношение амплитуд колебаний момента на выходе из муфты к амплитуде на её входе) в условиях значительных расцентровок осей валов ( $\Delta \leq 2$  мм), что в пять раз превышает допустимую (0,4 мм) несоосность для серийного упругого соединения, изменяется в пределах 0,29±0,66 (в среднем 0,3±0,5), т.е. центробежные связи снижают величину возмущающего момента в 2-3 раза. Несοοсность валов приводит, вследствие некоторого ужесточения упругой характеристики, к увеличению амплитуд колебаний момента на 5-15% (фиг.8).

В заключительной части главы дана оценка погрешностей измерений и сравнение результатов экспериментальных и теоретических



Фиг.8. Изменение динамического момента на III передаче  
 ческих исследований. Экспериментальные данные удовлетворительно подтверждают теоретические исследования. Наибольшие отклонения измерений не превосходят 5,42%.

### ВЫВОДЫ

В работе представлены результаты исследования новых типов высококомпенсирующих, нелинейных антивибрационных и демпфирующих соединительных устройств валов, созданных с использованием центробежных связей. Конструктивные разработки, аналитические и экспериментальные исследования компенсирующих, не-

линейных упругих и демпфирующих свойств ЦС выполнены применительно к реальным силовым установкам.

Совокупность выполненных исследований позволяет отметить следующие выводы:

1. Наряду с неравномерностью характера вырабатываемой и потребляемой энергии, несоосность между соединяемыми валами является одним из самых распространенных возмущающих факторов в машинах, вызывающих развитие повышенных динамических нагрузок.

2. Снижение общего уровня динамической нагруженности машинных агрегатов (в том числе и защита опорных узлов от перегрузок в условиях различной несоосности между соединяемыми валами) и отстройка их от опасных резонансных режимов могут быть осуществлены с помощью повышения податливости соединительных устройств валов, использования нелинейности упругой характеристики и демпфирования их. Показано, что существующие конструкции упругих муфт характеризуются ограниченными возможностями развития этих качеств.

3. Разработана методика оценки компенсирующих свойств соединительных муфт и предложены для этой цели безразмерные кинематический и силовой параметры, значения которых для лучших упруго-компенсирующих муфт не могут удовлетворить требованиям практики машиностроения.

4. Исследования показали, что наиболее эффективным компенсирующим соединением, надежно защищающим опоры валов от повышенных динамических нагрузок в условиях значительной расцентровки их осей, являются центробежные связи, удачно сочетающие в себе высокую податливость, существенно нелинейные упругую и демпфирующую характеристики и следящую скоростную и нагрузочную настройку.

5. Аналитическое и экспериментальное исследование особенностей свободных и вынужденных колебаний силовых установок с ЦС в условиях несоосного соединения валов показало:

- расцентровка осей валов не оказывает заметного влияния на её высокие виброзащитные свойства и возможности использования этих свойств для снижения динамических нагрузок;

- связанность между параметрами радиальных колебаний, соединяемых центробежными связями элементов, и угловой скоростью вращения позволяет расширить скоростные границы устойчивого

движения, в которые укладываются рабочие режимы большей части машинных агрегатов;

- среди различных конструктивных схем динамических соединительных устройств валов исследуемые муфты с двухповодковыми ЦС отличаются более высокими показателями крутильной и радиальной податливости, позволяют создавать простые высококомпенсирующие муфты, надежно защищающие подшипниковые узлы и валы от перегрузок в условиях значительной несоосности. Компенсирующая способность ЦС на один-два порядка выше, чем у лучших существующих конструкций муфт.

6. Показано, что нелинейности упругой характеристики и демпфирования ЦС повышают эффективность её виброзащитных свойств путем смещения частот и снижения амплитуд колебаний основных и субгармонических резонансов.

7. С учетом конкретных условий формирования динамических нагрузок в машинах разработан ряд муфт-демпферов с ЦС, обладающих следящей демпфирующей способностью к изменению режимов эксплуатации.

8. Спроектированы и изготовлены четыре опытных образца центробежных связей с переменными конструктивными параметрами, лабораторный динамический стенд и подготовлена к испытаниям стендовая мощная тракторная установка, позволившие выполнить значительный комплекс динамических исследований. Экспериментально определены влияние несоосности на динамическую характеристику, амплитуды колебаний, нагруженность опорных узлов валов и к.п.д. связей.

9. Выполненные экспериментальные исследования подтверждают:

- высокую компенсирующую способность ЦС без заметной дополнительной нагруженности опорных узлов (до 0,5-2 кг на 1 мм несоосности и 1 кгм передаваемого момента) и потерь энергии в шарнирах связей (менее 1%);

- незначительное (на 5-15%) влияние несоосности на снижение крутильных податливостей ЦС и повышения амплитуд колебаний.

Выполненными исследованиями заложены основы теории работы ЦС в условиях значительных расцентровок осей валов и методы учета их нелинейных характеристик, позволяющих создавать соединительные устройства валов с высокими компенсирующими и ан-

тивибрационными свойствами и надежно защищать различные машины от повышенной динамической нагруженности.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Влияние контрсвязей центробежной муфты на динамику машинного агрегата (совместно с Г.Д.Есиным). "Вопросы динамики, долговечности и надежности машин". Сб. научных трудов ЧПИ, 1969, № 74.
2. Динамическое нагружение опор центробежными связями при несоосном соединении валов (совместно с Г.Д.Есиным). "Вопросы улучшения динамических характеристик машин". Сб. научных трудов ЧПИ, 1969, № 77.
3. Радиально-крутильные колебания центробежной муфты и области устойчивого движения её (совместно с Г.Д.Есиным). "Вопросы прочности и динамики конструкций". Сб. научных трудов ЧПИ, 1970, № 92.
4. Радиально-крутильные колебания центробежной муфты в условиях несоосного соединения валов (совместно с Г.Д.Есиным). Сб. научных трудов ЧПИ, 1970, № 81.
5. Коэффициент полезного действия центробежной муфты (совместно с Г.Д.Есиным). "Автомобили, тракторы и двигатели". Сб. научных трудов ЧПИ, 1971, № 103.
6. Влияние контрсвязей на динамику машинного агрегата в условиях несоосного соединения валов (совместно с Г.Д.Есиным). "Машиноведение и прикладная математика". Сб. научных трудов ЧПИ, 1971, № 99.
7. Колебания валопроводов машинного агрегата с учетом нелинейности центробежных связей (совместно с Г.Д.Есиным). "Машиноведение". Сб. научных трудов ЧПИ, 1972, № 125.
8. Нагруженность шарниров центробежных связей при несоосном соединении машинного агрегата (совместно с Г.Д.Есиным). Сб. научных трудов ЧПИ, 1973, № 129.
9. Исследование вынужденных колебаний сложных динамических систем с центробежными связями (совместно с С.Г.Есиным). Там же.
10. Основные характеристики центробежных связей в условиях постоянной расцентровки валов (совместно с Г.Д.Есиным). Там же.
11. Демпфирование крутильных колебаний в машинных агрегатах

с помощью центробежных связей (совместно с Г.Д.Есиним). Тезисы докладов IX совещания по вопросам рассеяния энергии при колебаниях механических систем. Киев, 1972.

12. Динамика цепных систем с учетом нелинейности центробежных связей (совместно с Г.Д.Есиним). Тезисы докладов IУ Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.

13. Методы снижения динамических нагрузок в машинных агрегатах (совместно с Г.Д.Есиним). "Инерционно-импульсные механизмы, привода и устройства". Доклады Первой Всесоюзной научно-технической конференции. Челябинск, 1973.

14. Нелинейность центробежных связей как фактор снижения динамических нагрузок в машинах (совместно с Г.Д.Есиним). Там же.

15. Влияние силы трения в шарнирах центробежных связей на нагруженность опорных узлов машинного агрегата. (Совместно с Г.Д.Есиним). "Автомобили, тракторы и двигатели". Об. научных трудов ЧПИ, 1973, № 131.

16. Центробежная муфта как средство снижения динамической нагруженности машин. Отчет НИР с ЧТЗ, 1967.

17. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии трактора с помощью центробежной муфты при переключении передач механизма свободного хода. Отчет НИР с ЧТЗ (г.Павлодар), 1969.

18. Исследование влияния центробежной соединительной муфты на снижение динамических нагрузок в тракторе и разработка её конструкции. Отчет НИР с ЧТЗ (г.Павлодар), 1969.

#### Материалы диссертации докладывались на

1. Научно-технических конференция Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (1968-1973 гг.).
2. На 1-й научно-технической конференции молодых специалистов, ЧТЗ, 1969.
3. Всесоюзных научно-технических конференциях по инерционным преобразователям и механизмам передачи вращающего момента. (г.Челябинск, 1969 и 1972 гг.).
4. На XIV конференции по земледельческой механике. (Академия им. В.И.Ленина, г.Москва, 1969).
5. На IX совещании по вопросам рассеяния энергии при колебани-

ях механических систем. (Институт проблем прочности АН УССР, Киев, 1972).

6. На IУ всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.