

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМ. ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

КУЛЕПОВ ВИТАЛИЙ ВАЛЕНТИНОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЗУБЧАТОГО СОЕДИНЕНИЯ В УСЛОВИЯХ НЕСООСНОСТИ

Специальность 05.02.02 --

"Машиноведение и детали машин"

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ЧЕЛЯБИНСК

1974

ЧЕЛЯБИНСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИБИОТЕКА

Работа выполнена на кафедре "Детали машин и подъемно-транспортные машины" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ - кандидат технических наук,
доцент КАРМАДОНОВ А.Ф.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

доктор технических наук,
старший научный сотрудник АЙРАПЕТОВ Э.Л.,
кандидат технических наук, доцент ХАРИН С.Ф.

Ведущее предприятие - Челябинский механический завод.

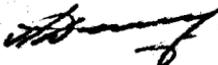
Автореферат разослан " " сентября 1974 года.

Защита диссертации состоится 16 октября 1974 года в 15-00 час.
на заседании Совета по присуждению ученых степеней машиностроительных факультетов Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола (г. Челябинск, проспект им. В.И. Ленина, 76, аудитория 244).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или прислать отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью, по адресу: 454044, г. Челябинск, 44, проспект им. В.И. Ленина, 76.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
доцент, канд. техн. наук

 (А. А. ДАММЕР)

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Повышение эффективности общественного производства на современном этапе тесно связано с проблемой повышения надежности и долговечности деталей и узлов машин. Многие факторы, не учитываемые при расчетах ранее, в настоящее время становятся весьма существенными и требующими точного учета и глубокого изучения, что вполне закономерно при тенденции увеличения единичных мощностей и требований по обеспечению высокой надежности машин. Настоящее исследование предпринято в связи с технической задачей, поставленной практикой. В частности, речь идет о наблюдавшемся явлении, по первому впечатлению необычному, при вибрации зубчатой муфты. Оказалось, что в практических условиях возникали перемещения, существенно отличающиеся от тех, которые следовало ожидать на основании расчетов, выполненных при пренебрежении в целях простоты переменной жесткостью зубчатых соединений.

В современной литературе указанная задача подробно не разбиралась. **Цель работы** заключается в разработке рекомендаций, которые в стадии проектирования позволяют увеличить надежность и долговечность не только элементов зубчатого соединения, но и всей системы в целом.

Общая методика выполнения исследований. При теоретическом исследовании статических характеристик соединений параметрами, учитываемыми типоразмер соединения, приняты число зубьев и отношение диаметра делительной окружности к длине зуба. Исследование динамических характеристик проведено для одно и двухмассовой систем. На начальном этапе рассматривалась консервативная задача, затем оценивалось влияние диссипативных сил.

В основу решения несимметричной контактной задачи положена формула Буссинеска. Теоретические выводы подтверждались экспериментами. При исследовании использовались ЭЦМ и АМ.

Научная новизна. Решена несимметричная контактная задача для внутреннего касания цилиндрических тел. Выявлено и описано явление "отстройка от резонанса". В новом аспекте представлена компенсирующая способность зубчатого соединения.

Практическая ценность. Представлен ряд зависимостей, иллюстрирующих влияние конструктивных параметров на жесткость соединения. Полученные зависимости для определения динамических характеристик позволяют в стадии проектирования расположить резонансные режимы системы.

Реализация работы выразилась в использовании полученных рекомендаций при динамических расчетах систем питательных насосов ТЭЦ-Волги (Челябинск).

Результаты работы используются инженерными службами Челябинского механического завода.

Апробация работы. Основные положения работы доложены на научно-технических конференциях Челябинского политехнического института - 1970 - 1974 г.г.; Томского политехнического института - 1970 г. На семинарах Уральского политехнического института "Статистические методы расчетов на прочность" - 1971, 1972 г.г. На I-ой конференции молодых ученых в Ташкенте - 1973 г.

Объем работы. Диссертация содержит 132 стр. машинописного текста, 71 рис., библ. 88 назв.

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ЗУБЧАТОГО СОЕДИНЕНИЯ С УЧЕТОМ ГЕОМЕТРИИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Каждое из соединений муфты, благодаря специфике условий зацепления, работает только в условиях углового смещения. В связи с этим, основным параметром, характеризующим кинематику муфты при перекосе, принимается угол, на который ось коронки отклонена от положения оси полумуфты.

Профиль рабочих поверхностей зубьев коронки, нарезаемых долбяком, будет отклоняться от эвольвенты в связи с погрешностью профиля инструмента, обусловленного наличием необходимых для рационального резания переднего и заднего углов заточки. Точки начального касания рабочих профилей зубьев лежат на делительном цилиндре. Получена формула для определения радиуса кривизны зуба коронки, обработанного долбяком в точке, лежащей на делительном цилиндре. Формула учитывает геометрию долбяка, включая углы заточки режущих граней. Следует отметить, что точка контакта попадает на делительную окружность только в случае равенства коэффициентов коррекции в соединениях муфт по ГОСТ 5006-55 и незначительно влияние коррекции долбяка на координату точки контакта. Найдено для всех номеров муфт условие:

$$R_n/\varepsilon = 150 \pm 5, \quad (I)$$

где R_n - радиус кривизны зуба втулки по делительному цилиндру;
 ε - разность радиусов кривизны зубьев втулки и коронки в точке начального касания.

Отклонение формы зубьев соединения от эвольвентной позволяет рас -

считать сопряжение зубьев как контактирование двух цилиндрических тел, одно из которых ограничено радиусом кривизны эвольвенты по делительной окружности, а другое — радиусом кривизны обработанного долбяком зуба внутреннего зацепления по делительной окружности.

При теоретическом исследовании угловой координаты максимально нагруженной пары зубьев в условиях перекоса не представилось возможным получить аналитически ее значение для соединения с прямыми эвольвентными зубьями. Обработка результатов решения на ЭВМ трансцендентного уравнения

$$\delta_{ci} = \left[\frac{l}{2} \sin \beta + \frac{d}{2} \sin \gamma_i (1 - \cos \beta) \right] \cos (\gamma_i + \alpha_d), \quad (2)$$

где δ_{ci} — зазор по рабочим поверхностям зубьев;
 l — длина зуба;
 d — диаметр делительной окружности соединения;
 γ_i — текущая угловая координата зуба;
 α_d — угол зацепления,

позволила получить значение угловой координаты максимально нагруженных зубьев

$$-\gamma_{max} = \alpha_d - 4\beta. \quad (3)$$

Для бочкообразных и коническо-эвольвентных зубьев соединения

$$-\gamma_{max} = \frac{\pi}{4} - \frac{\alpha_d}{2}. \quad (4)$$

Найдена область существования угловой координаты максимально нагруженных зубьев при любой величине угла профиля зубьев соединения

$$-\alpha_d \leq \gamma_{max} \leq \frac{\pi}{4} - \frac{\alpha_d}{2}. \quad (5)$$

Проведенное исследование позволило утверждать, что компенсирующая способность зубчатого соединения ограничена заклиниванием не двух зубьев, как это принято считать, а четырех — имеющих угловые координаты $\pm \gamma_{max}$ и $\pi \pm \gamma_{max}$. Расчеты, проведенные по разработанной методике показали, что минимальная способность муфт с прямыми и бочкообразными зубьями составляет $2^{\circ}30'$ и $3^{\circ}20'$ соответственно, причем, компенсирующая способность муфт различных номеров неодинаковы.

Зазор по центрирующим поверхностям соединения приводит к относительному смещению полумуфт. В результате исследования получено выражение для определения величины самоцентрирующей силы в функции передаваемого окружного усилия и угла зацепления.

Анализ полученного выражения показал, что влиянием радиального смещения полумуфт на кинематическую погрешность можно пренебречь, так как величина центрирующей силы на порядок превышает вес конусов существующих муфт.

Ошибка при передаче вращения муфтой в условиях несоосности:

$$\Delta F_n = \delta_{сmax} - \delta_{с1}, \quad (6)$$

где $\delta_{сmax}$ - величина бокового зазора по зубьям, имеющим угловую координату δ_{max} ;

$\delta_{с1}$ - то же при угловой координате $\delta_{max} \pm \frac{2\pi}{Z}$.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ЗУБЧАТОГО СОЕДИНЕНИЯ

Геометрия рабочих поверхностей, обработанных долбяками и инструментами реечного типа, исследованная в первой главе, позволяет представить контактирующие поверхности соединения в виде двух упругих тел, из которых одно (зуб втулки) имеет форму круглого цилиндра, а другое (зуб коронки) имеет круговой цилиндрический вырез. Радиусы этих тел весьма мало отличаются друг от друга. Следовательно, при сжатии цилиндров контактирование может охватить значительную часть их поверхности, что не позволяет применить теорию Герца.

Осесимметричная задача для упругих тел, ограниченных цилиндрическими поверхностями, радиусы которых почти равны, решена И.А.Штаерманом. В зубчатом соединении рабочие поверхности, представленные в виде цилиндров, в процессе деформации смещаются друг относительно друга не по радиусам кривизны контактирующих точек, как это имеет место в известном решении осесимметричной задачи, а под некоторым углом, обусловленным углом давления в точке первоначального контакта.

Баланс контактных сближений из рис.2

$$u_{1z} + u_{2z} = a \frac{\cos \varphi}{\cos \alpha_2} - \frac{E[1 - \cos(\alpha_2 \pm \varphi)]}{\cos^2 \alpha_2}, \quad (7)$$

где u_{12} и u_{22} - смещение контактирующих точек ;
 φ - угол контактирования ;
 α_0 - угол профиля ;
 E - разность радиусов кривизны контактирующих
 зубьев в точке касания.

По С.П. Тимошенко

$$u_{12} = P \left[-2\vartheta (1 + \cos \varphi) \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} + \alpha \sin \varphi \right]$$

$$u_{22} = P \left(-2\vartheta \cos \varphi \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} + \alpha \sin \varphi \right),$$

где

$$\vartheta = \frac{\lambda + 2\mu}{4\pi\mu(\lambda + \mu)}; \quad \alpha = \frac{1}{4(\lambda + \mu)}$$

λ, μ - упругие постоянные материала контактирующих тел.

Для исключения неизвестной постоянной составляющей a , положим $\alpha_0 \pm \varphi = 0$ и найдем ее значение. После подстановки в формулу (7) получим

$$\begin{aligned}
 & 4\vartheta z \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} p(\varphi) \left[\cos(\varphi - \varphi') \operatorname{tg} \frac{\varphi - \varphi'}{2} - \cos(\varphi \pm \alpha_0) \cos \varphi' \operatorname{tg} \frac{\varphi'}{2} \right] \times \\
 & \times d\varphi' - 2\alpha z \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} p(\varphi) \left[\sin(\varphi - \varphi') - \cos(\varphi \pm \alpha_0) \sin \varphi' \right] d\varphi' + \\
 & + 2\vartheta z \left[1 - \cos(\varphi \pm \alpha_0) \right] \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} p(\varphi') d\varphi' = \frac{E \left[1 - \cos(\varphi \pm \alpha_0) \right]}{\cos \alpha_0}.
 \end{aligned} \tag{8}$$

Интегральное уравнение (8) совместно с условием

$$\int_{\varphi_2}^{\varphi_1} p(\varphi) \cos \varphi d\varphi = \frac{P}{2}$$

определяет угол контактирования и распределение давления в области контакта.

Так как функция $p(\varphi)$ не может быть четной относительно начальной точки касания рабочих поверхностей, были исследованы рабочие поверхности по частям, соответствующим схемам нагружения (рис. 3а, 3б). Рассматривая отдельно эти схемы и, приравняв затем $p(\varphi_1) = p(\varphi_2)$ при $\varphi = 0$, найдем зависимость угла контактирования от сжимающей силы.

Уравнение (8), после преобразования для схем нагружения, обеспечивающих симметрию распределения контактных давлений, решено в конечных разностях. Анализ решений уравнения (8), при варьировании длины дуги контакта, показал, что распределение контактного давления асимметрично относительно начальной точки касания. Большие значения удельных контактных давлений имеют место на головках зубьев втулок и ножках зубьев коронок. При определении жесткостной характеристики контактирующих зубьев, для каждого номера муфты меняется величина n , следовательно, характер зависимости. Постоянный параметр, характеризующий геометрическое соотношение тел, находящихся в контакте известен (гл. I). Использование этого параметра позволило по-лучить зависимость

$$y_k = 0,011 \sqrt{\frac{P(mz)^2}{\ell E \cdot \epsilon}} \text{ см,} \quad (9)$$

где P_z - усилие, приходящееся на зуб соединения;

m - модуль соединения;

ℓ - длина зуба втулки.

Зависимость (9) получена аппроксимированием жесткостной характеристики полиномом 3-го порядка, но первый и третий члены не приведены вследствие более высоких порядков малости. Определен коэффициент податливости зуба соединения от изгиба с учетом деформации сдвига. Нагружение зубьев соединения в условиях несоосности приводят к тому, что известные способы определения линии прогибов зуба при косо распределенной нагрузке дают весьма неточные результаты. В связи с этим предложено приближенное решение, основанное на полученных зависимостях контактной и изгибной деформаций. Выразив контактную деформацию через угол перегиба и длину зуба и подставив эту зависимость в формулу (9) в дифференциальной форме, получим длину контакта зубьев

$$\ell_k = \sqrt{\frac{363 \cdot 10^{-4} P_z (mz)^2}{\beta^2 E \epsilon}}. \quad (10)$$

Полученные уравнения свидетельствуют о нелинейности распределения нагрузки. Эпюра нагрузки имеет форму кубической параболы.

Для учета косо́го изгиба зуба принята методика, базирующаяся на следующем положении. Деформация, вызванная отклонением от параллельности осей на нагруженном крае боковой поверхности зуба, возникла бы и в случае сокращения длины зуба при равномерном распределении нагрузки вдоль боковой поверхности. Поэтому длина зуба, при которой в случае равномерно распределенной нагрузки возникает такая же деформация, как и при эксцентричном нагружении зуба большей длины, названа "эффективной длиной зуба".

Для определения эффективной длины зуба параболическая эпюра нагрузки на боковую поверхность зуба, обусловленная отклонением от параллельности осей, заменяется прямоугольной эпюрой. Из характера полученных зависимостей следует, что с увеличением нагрузки закон деформации изменяется менее резко. Анализ графиков жесткостных характеристик зубьев соединений муфт показал, что контактная деформация по рабочим поверхностям в зубчатом соединении составляет $78,2 + 89\%$ в общем балансе деформаций зуба. Нелинейность жесткостной характеристики зубчатого соединения в целом объясняется, кроме нелинейности характеристики отдельной пары зубьев, и последовательным включением в работу новых зубьев с увеличением передаваемого крутящего момента. Для нахождения характеристики жесткости соединения использована графоаналитическая методика А.Ф.КАРМАДОНОВА для многоэлементных муфт.

На рис.4 представлены кривые 1 и 2, иллюстрирующие зависимость относительного тангенциального смещения элементов соединения от приложенного окружного усилия. Причем, кривая 1 - жесткостная характеристика соединения, одна из пар зубьев которого имеет угловую координату $\delta = \delta_{max}$, а кривая 2 - при угловой координате той же пары зубьев $\delta = 0^\circ$ (рис.1). При вращении соединения жесткостная характеристика его имеет значения от соответствующих кривой 1 до значений кривой 2. Изменение имеет закон $1/\cos\delta$. Исследование коэффициента полезного действия показало, что его значение для эвольвентного профиля зубьев соединения с углом профиля $\alpha_\delta = 20^\circ$ при прямобочных зубьях на 14% выше по сравнению с бочкообразными. Величина потерь мощности в случае передачи крутящего момента двумя парами зубьев соединения в 1,5 раза больше, чем при работе всех зубьев соединения. Разработана методика определения коэффициента полезного действия при произвольном для данного соединения числе работающих зубьев.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЗУБЧАТОГО СОЕДИНЕНИЯ

Работа зубчатого соединения даже при относительно высокой точности изготовления в условиях несоосности характеризуется либо неравномерностью передачи вращения (при работе двух-четырех пар зубьев), либо пульсацией жесткости (при работе четырех и более пар зубьев).

При составлении уравнений динамики для обоих случаев, оказалось, что дифференциальное уравнение, описывающее движение одномассовой системы — уравнение Матъё.

Границы областей устойчивости параметрически возбуждаемой системы исследовались В.В.Болотным, Малкиным Т.Г., Каудерером и рядом других ученых. В их работах зоны устойчивости значительно отличаются от соответствующих зон консервативной задачи. Наличие диссипативных сил "отсекает" те части областей неустойчивости, которые примыкают к оси абсцисс и делают невозможным наступление резонанса при достаточно малых коэффициентах возбуждения.

Теоретическое исследование влияния диссипативных сил на зоны неустойчивости, проведенное в реферируемой работе, показало, что диссипативные силы не "отрывают" эти зоны от оси абсцисс, а существенно сужают их (особенно с приближением к оси абсцисс). Кроме того оказалось, что диссипативные силы сдвигают области неустойчивости в сторону более высоких частот.

Необходимо отметить, что исследователи расходятся во мнении относительно влияния потерь на трение в системе. Так В.В.Болотин считает в большинстве практических случаев вторую и последующие области не реализуемыми. Гартог пишет: "Избежать таких неустойчивых состояний на малых скоростях путем изменения конструкции невозможно". В результате исследования показано, что в основном активную роль в деформации зон неустойчивости играет внутреннее трение в сопряженных элементах конструкции. При исследовании двухмассовой параметрически возбуждаемой системы выявлено, что узел колебаний ее находится в той же точке, которая будет получена при исследовании обычной двухмассовой системы.

Для оценки условий динамической устойчивости двухмассовой системы определены три случая.

Первый случай: $\frac{2}{\omega} \sqrt{\frac{C_1}{J_1}} = n; \frac{2}{\omega} \sqrt{\frac{C_2}{J_2}} = m,$

где ω — частота изменения параметра;
 J_1 — момент инерции первой массы;
 C_1 — жесткость гибкой связи от J_1 до узла колебаний;
 J_2 — момент инерции второй массы;
 C_2 — жесткость гибкой связи;
 m, n — целые числа.

В этом случае система находится в зоне неустойчивых параметрических колебаний, характеризующейся экспоненциальным ростом величин амплитуд колебаний.

Второй случай: $\frac{2}{\omega} \sqrt{\frac{C_1}{J_1}} = n; \frac{2}{\omega} \sqrt{\frac{C_2}{J_2}} \neq m.$

В этом случае, при рассмотрении системы как суммы двух одномассовых, следует, что система с массой J_1 находится в зоне параметрического резонанса, а система с массой J_2 находится в зоне устойчивости. При возрастании амплитуды колебаний массы J_1 , что неизбежно для системы в зоне неустойчивости, смещается узел колебаний.

Следствием этого будет изменение динамических параметров системы с массой J_2 , что выводит ее из зоны неустойчивости. Узел колебаний занимает свое первоначальное положение, вводя тем самым систему с массой J_2 в зону неустойчивости. Происходит явление, названное нами "отстройкой" от резонанса.

Третий случай: $\frac{2}{\omega} \sqrt{\frac{C_1}{J_1}} \neq n; \frac{2}{\omega} \sqrt{\frac{C_2}{J_2}} \neq m.$

В этом случае обе одномассовые системы находятся в зоне устойчивости. Что следует считать наиболее благоприятным с точки зрения уменьшения динамических нагрузок на элементы привода. Количественная оценка удара зубьев, вызываемого несоосностью соединения, является чрезвычайно сложной задачей, требующей для своего решения учета большого количества весьма разнообразных, тесно взаимосвязанных факторов. Таких как перекося рабочих поверхностей, ошибки окружного шага, колебания с учетом влияния жесткости корпусов и опор, масляной пленки и многих других. Задача в настоящее время неразрешима в полном объеме. При учете влияния погрешностей, вносимых неточным положением осей соединения на величину динамической нагрузки, использовалась методика А.И.Петрусевича. В результате получено, что динамическая нагрузка на зубья соединения в условиях перекося регламентированного ГОСТом, не превышает 2% от полезной.

При определении динамической нагрузки с учетом присоединенных масс, коэффициент динамичности может достигать 1,15. Причем, существенно расположение присоединенной массы относительно муфты. Пренебрежение в расчетах любой из присоединенных масс (на входе или выходе муфты) уменьшает вычисленное значение дополнительной динамической нагрузки на зубья.

Аналитический метод расчета системы, оснащенной зубчатой муфтой, позволил с достаточной степенью определить зоны неустойчивости. Характер движения в этих зонах не проясняется. Кроме того, зоны неустойчивости определены только для случаев изменения приращения жесткости по синусоидальному и прямоугольному законам. Приращение жесткости в системе с зубчатой муфтой меняется по закону $\cos \varphi$. С целью определения зон неустойчивости и выявления картины колебаний в этом случае предпринято моделирование уравнений описывающих движение системы на АРМ МН-7. Для того, чтобы иметь возможность исследовать систему с указанным приращением жесткости, в схему включен двухполупериодный выпрямительный мост.

Схема состояла из восьми решающих усилителей, блока нелинейностей БН-10 линеаризующего функцию $\cos \varphi$ двенадцатью отрезками в интервале 2π , блока перемножения БП-4. Три усилителя работают в режиме интегрирования, остальные - в режиме инвертирования.

Результаты решения фотографировались с экрана электроннолучевого инфракрасночастотного индикатора И-5М. В результате исследования системы с параметрическим возбуждением по $\cos \varphi$ сделано заключение, что закон изменения жесткости оказывает деформирующее влияние на зоны неустойчивости только в области больших (сравнимых с величиной приведенной жесткости) значений изменения жесткости. В области малых значений относительного изменения жесткости закон ее изменения не играет существенной роли.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

- А. Для определения величины отклонения действительного профиля рабочей поверхности зубьев, обработанных долбяком, от эвольвентного, использовался эвольвентомер со сменными дисками обката модели БВ-1089.

Был изготовлен специальный измерительный наконечник, который позволял измерить отклонение профиля зуба венца коронки от эвольвентного.

Чтобы избавиться от погрешности измерения, обусловленной эксцентричностью зубчатого венца относительно оси диска обката, измерялось отклонение от эвольвенты всех зубьев венца.

Исследовались три типа колес

- 1 - $m = 2,5$ мм ; $Z = 30$;
 2 - $m = 3,0$ мм ; $Z = 40$;
 3 - $m = 4,0$ мм ; $Z = 48$.

Теоретические исследования позволили принять $f_n/E = 150$. Экспериментальные исследования показали, что значения этого отношения для исследованных венцов составляет 159, 157, 152 соответственно.

Б. Для исследования угловой координаты максимально нагруженных зубьев использовался оптический метод. Сущность его заключается в том, что прозрачная модель зубчатого соединения (органическое стекло марки ОНС), после нагружения заданным (3 кгм) моментом, просвечивается лучом поляризованного света. В качестве поляризатора использовалась поляризационная пленка, анализатором служил поляризационный фильтр, надеваемый на объектив фотоаппарата. Исследовались модели со следующими параметрами $Z = 30$; $m = 2,5$ мм; $\delta_1 = 11$ мм; $\delta_2 = 15$ мм; $\delta_3 = 30$ мм. Координата максимально нагруженных зубьев определялась по интенсивности наблюдаемых полос (изохром). Экспериментальные значения угловых координат хорошо (относительная ошибка не превышает 8%) согласуются с зависимостями, полученными при теоретическом исследовании.

В. Для того, чтобы исследовать величину контактного сближения зубьев соединения в условиях несоосности была спроектирована и изготовлена установка, позволяющая имитировать контакт зубьев в условиях перекоса методом роликовой аналогии. Тело, имитирующее зуб коронки, ограничивалось цилиндрической шлифованной поверхностью **77** .

Роль рабочей поверхности зуба втулки играло тело, составленное из четырех частей усеченного конуса - **76** . Контактующие тела изготовлялись в соответствии с размерами зубьев муфт № 3,9,15 по ГОСТ 5006-55. Радиус оснований усеченных конусов принимался равным

$$R_n = \frac{mZ}{2} \sin \alpha_0$$

Радиус цилиндрической поверхности имитирующей зуб коронки прини-
мался равным $R_B = 1,007 R_H$.

Для учета влияния несоосности на контактную деформацию рабочих по-
верхностей, наклон образующих конусных тел выполнялся со значениями
 $\beta_1 = 0,001$; $\beta_2 = 0,003$; $\beta_3 = 0,008$. Материал исследуе-
мых тел - сталь 45, НРС 35...38.

Г. Исследование кинематики и динамики велось на стенде с зубчатой
муфтой, представляющем двухмассовую систему. Нагружение муфты в
пределах $0 + 25$ кгм производилось закручиванием торсiona процу -
щенного сквозь полые валы стенда. Маховые массы имели по 400 зубь-
ев $m = 3$ мм по периферии.

Кинематическую погрешность исследовали на стенде при помощи
сопротивлений ФСН-4. Изменение величины тангенциального смещения
на делительном диаметре зубчатого соединения в зависимости от уг-
ла перекоса происходит по закону, близкому (в пределах 10%) к ли-
нейному. Для прямых зубьев эвольвентного профиля при угле пере-
коса $\beta = 0,06$ тангенциальное смещение составляет 0,1 мм.
При тех же условиях эксперимента величина тангенциального смеще-
ния рабочих поверхностей бочкообразных зубьев составила 0,04 мм.
Исследование велось при нагружении соединения 0,1 кгм. Скорость
вращения системы - 0,5 об/мин. Существенную особенность при иссле-
довании динамики системы составило то, что индуктивные датчики,
магнитные поля которых замыкались через зубья маховых масс, вклю-
чались в схему преобразования частоты. Разработанная схема поз-
волила иметь на выходе девиацию входной частоты, независимую от
несущей.

Исследование велось при следующих значениях присоединенных махо-
вых масс:

- | | |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| 1. $J_1 = 20$ кгсмсек ² ; | $J_2 = 3$ кгсмсек ² |
| 2. $J_1 = 9$ кгсмсек ² ; | $J_2 = 3$ кгсмсек ² |
| 3. $J_1 = 3$ кгсмсек ² ; | $J_2 = 3$ кгсмсек ² |

Первая серия экспериментов соответствует исследованию одномассо-
вой системы. При всех исследованных параметрах системы зона ос-
новного параметрического резонанса ($\lambda = \omega_c / \omega_z \approx 0,5$) шире,
чем в зоне главного и третьего резонанса. Технические возможности
стенда не позволяли получить следующих кратных резонансов. Основ-
ной параметрический резонанс не исчезает при уменьшении угла

перекося до $\beta = 0,003$, при увеличении нагружения соединения, что можно объяснить периодическим изменением жесткости соединения. В диссертационной работе теоретически и экспериментально доказано, что динамические нагрузки в точных прямозубых передачах вызываются параметрическим возбуждением, ибо никакой другой вид возбудителя колебаний (силовой или кинематический) не может в системе с одной степенью свободы породить резонанс при $\lambda = \omega_c / \omega_z = 0,5$.

Вторая серия экспериментов соответствовала исследованию двухмассовой системы. В режиме, при котором масса \mathcal{J}_2 находилась в зоне первого ($\lambda = 1,0$) параметрического резонанса, масса \mathcal{J}_1 находилась в дорезонансной зоне ($n = 510$ об/мин). Обнаружилось, что в таком режиме амплитуда колебаний растет и снижается попеременно у обеих масс системы. На поведение системы не оказывало влияния увеличение сил трения в зубчатом соединении, в опорах валов, что вызывалось вымыванием смазки и подтормаживанием. Период колебания неустойчивого состояния был равен 2,5 секунды. Зависимость продолжительности периода, видимо, следует искать через динамические характеристики системы и внутреннее трение соединяемых валов. Отмеченное явление названо нами "отстройкой от резонанса".

Экспериментальные исследования к.п.д. в замкнутых схемах сопряжены со значительными трудностями, так как по известным методикам его определение предполагает знание значений к.п.д. остальных элементов схемы. Разработана методика определения к.п.д. соединения по разнице моментов на валах в непосредственной близости от муфты. Эксперименты показали, что для условий работы муфт по ГОСТ 5006-55

$\beta \leq 0,008$ при смавке рабочих поверхностей нигролом $\eta > 0,992$. Принятая методика позволила уверенно подтвердить теоретическое положение о превышении к.п.д. соединения с прямозубыми эвольвентными зубьями над к.п.д. соединения с бочкообразными зубьями на 14%.

В В В О Д Ы

На основании анализа теоретических и экспериментальных исследований, предметом которых была особенность работы зубчатого соединения в условиях несоосности с учетом влияния геометрии соединения и присоединенных масс, можно выделить основные результаты работы:

1. Получены формулы для определения радиусов кривизны рабочих поверхностей зубьев соединения при обработке долбляками. Отклонение формы зубьев от эвольвентной позволяет рассматривать сопряжение зубьев как контактирование двух цилиндрических тел с мало отличающимися радиусами кривизны.

2. В условиях несоосности не все зубья соединения в фиксированный момент времени передают одинаковую нагрузку, распределение ее по работающим зубьям неодинаково. Координата максимально нагруженных зубьев существенно зависит от угла профиля и угла перекоса зубьев, от отношения длины зуба к диаметру соединения. Получена формула для определения координаты.

3. Выявлено и доказано, что венцы соединения при радиальном смещении стремятся установиться в центральное положение. Усилие самоцентрирования в соединении прямо пропорционально величине передаваемого окружного усилия. С увеличением угла профиля зубьев усилие самоцентрирования растет.

4. Муфты, выполненные по ГОСТ 5006-55, могут работать при повышенных в сравнении с регламентированными перекосах втулок и обоем (вдвое в среднем для всех номеров).

5. Решена несесимметричная контактная задача. Разработан графоаналитический метод определения жесткости соединения в условиях несоосности.

6. Найдены форма и координаты зон неустойчивости параметрически возбуждаемой одномассовой системы с зубчатой муфтой в зависимости от величины инерционной массы, приведенной жесткости валов и зубчатых соединений системы, числа зубьев компенсирующей муфты и угловой скорости.

Исследовано влияние потерь на трение и погрешностей изготовления на форму и расположение зон динамической неустойчивости системы. Диссипативные силы не только сушат области неустойчивости, но и смещают их по оси абсцисс в сторону более высоких частот. Получены формулы, определяющие величины деформации и смещения зон неустойчивости.

7. При исследовании динамики двухмассовой системы с зубчатой муфтой выявлено явление "отстройка от резонанса", из которого следует, что расположение узла колебаний системы играет существенную роль для устойчивости системы. Рассмотрены три случая, отражающие динамическое поведение системы.

8. Приведена методика ориентировочной и уточненной количественной оценки динамической нагрузки зубьев при несоосности соединяемых осей. Если присоединенная масса находится на ведомом валу муфты, то и при очень малой массе ведущей полумуфты ее нельзя пренебрегать. На числовом примере показано, что такое допущение занижает величину динамической нагрузки более чем в два раза.

9. Исследована динамика системы при изменении приращения жесткости по закону $\sqrt{\cos \varphi}$. Закон изменения жесткости оказывает деформирующее влияние на зоны неустойчивости только в области больших значений приращения жесткости. В области малых значений коэффициента приращения жесткости закон ее изменения не играет существенной роли.

10. Теоретические положения работы подтверждены экспериментально. В том числе: для исследования действительной компенсирующей способности соединения и угловой координаты максимально нагруженных зубьев привлекался метод фотоупругости; неосесимметричная контактная задача исследовалась на моделях, позволяющих варьировать модуль соединения и угол перекося зубьев; динамика одно и двухмассовой системы исследовалась на стенде с муфтой № 3, кроме того, движение системы моделировалось на АМ.

Основные результаты диссертации отражены в опубликованных работах автора:

1. Кулешов В.В. "Некоторые особенности работы компенсирующих зубчатых муфт в условиях расцентровки соединяемых валов". Материалы XXIII научно-технической конференции института. ЧПИ, 1970.
2. Кулешов В.В. "Исследование кинематики компенсирующих зубчатых муфт". Сб. "Расчет, конструирование и опыт эксплуатации зубчатых муфт и шпинделей", Свердловск, 1970.
3. Кулешов В.В. "Об угловой координате максимально нагруженных пар зубьев компенсирующих муфт в условиях несоосности". Сб. "Динамика и долговечность машин". Томск, 1970.
4. Кулешов В.В. "Расчет дополнительных нагрузок на опоры валов, соединенных компенсирующей зубчатой муфтой". Сб. "Статистические методы расчетов на прочность". Свердловск, 1971.

5. Кармадонов А.Ф., Кулешов В.В. "Распределение нагрузки по высоте зуба эвольвентного соединения". Сб. "Статистические методы расчетов на прочность". Свердловск, 1972.

6. Кулешов В.В., Хуснуллин М.З. "Некоторые вопросы динамики зубчатых муфт". Материалы I-ой Республиканской конференции молодых ученых. Ташкент, 1973.

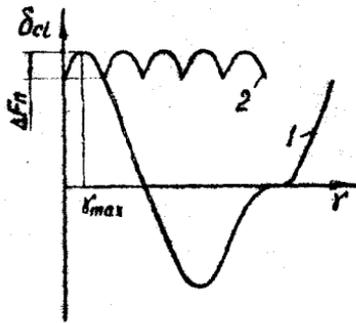


Рис. 1

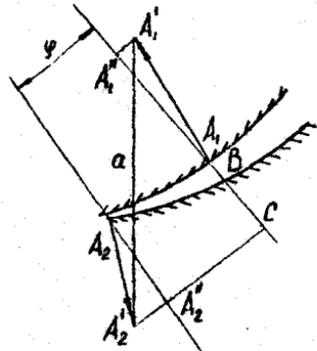


Рис. 2

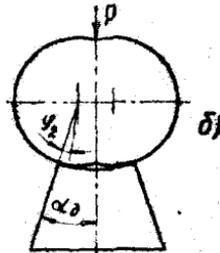
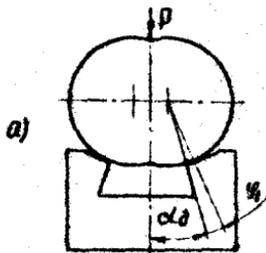


Рис. 3

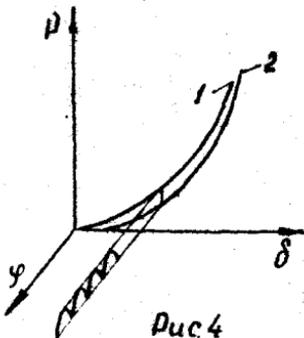


Рис. 4

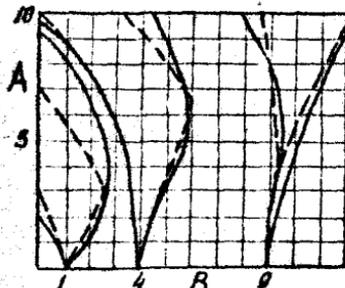


Рис. 5