

Министерство образования Украины
ОДЕССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

БУРТКОВСКИЙ
Илья Иосифович

УДК 621.81.004:681.26

МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОТОЧНЫХ
МНОГОЗВЕННЫХ УСТРОЙСТВ ПЕРЕДАЧИ ОСЕВЫХ СИЛ

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

Одесса – 1994

ЛНБ України ім. В. Стефаника



00777591 (-)

АВ 30473
Работа выполнена в Одесском государственном политехни-
ческом университете.

Научный руководитель – доктор технических наук,
профессор Семенюк В.Ф.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Заблонский К.И.
кандидат технических наук, доцент Пилурников И.А.

Ведущее предприятие ПО "Точмал" (г.Одесса).

Защита состоится " 28 " июни 1994 г. в 14 ча -
сов. на заседании специализированного совета Д 05.06.01
в Одесском политехническом университете (270044, г.Одесса,
пр.Шевченко, I, главный учебный корпус, аудитория 157).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОГТУ.

Автореферат разослан 27 мая 1994 г.

Ученый секретарь
специализированного совета

И.М.Белоконев

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

ДВ-30.475

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы создания высокоточных устройств силопередачи обусловлена повышением требований к условиям эксплуатации машин, необходимостью совмещения транспортных, технологических и контрольно-измерительных операций, настоятельной необходимостью уменьшения материалоемкости.

Потребность в таких устройствах объясняется тем, что неточность передачи осевых сил по линии действия и величине, возникающая вследствие погрешностей изготовления и ^{деформаций} других деформаций, ударов, геометрических несовершенств, приводит к уменьшению КПД, заклиниванию, искажению результатов измерения.

Известные прецизионные устройства силопередачи сложны, критичны к условиям эксплуатации либо имеют большие габариты, что увеличивает материалоемкость смежных узлов.

Анализ существующих устройств позволил выявить основное противоречие, связанное с их работой в машинах и приборах. Им является противоречие между требуемыми высокой точностью (до 0,01%) и минимальными массо-габаритными показателями.

Преодоление этого противоречия разработанными в инженерной практике принципами и приемами конструирования механизмов и машин невозможно. Поэтому возникла необходимость в выполнении настоящей работы.

Данная работа, имея важное народнохозяйственное значение, выполнена в соответствии с республиканской (б.УССР) целевой комплексной научно-технической программой РН.2.002 "Повышение качества и экономии металла" ("Металл") и хозяйственными НИР, выполненными по заказам ведущих предприятий Украины и России.

Цель и задачи исследования. Цель исследования: разработать метод повышения точности и уменьшения материалоемкости силопередающих устройств и создать на его основе высокоточные и малогабаритные узлы силопередачи, разработать методы расчета и проектирования созданных конструкций силопередающих устройств, а также выполнить анализ напряженно-деформированного состояния их деталей.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать метод повышения точности и уменьшения материалоемкости силопередающих устройств на основе эффекта дробления силопередающей цепи.
2. Предложить обобщенный метод, позволяющий формализовать расчет точности силоведения в устройствах различной структуры

3. Оценить точность многозвенных узлов как функцию числа силовопередающих деталей и других обобщенных показателей.

4. Изучить влияние трения, линейного и углового смещений опорных поверхностей деталей многозвенных устройств на точность силовопередачи.

5. Провести теоретическое исследование напряженно-деформированного состояния сферо- и цилиндроконтактных силовопередающих деталей, разработать методы их проектировочного и проверочного расчетов.

6. Сравнить различные конструктивные исполнения разработанных многозвенных и известных узлов силовопередачи. Выбрать предпочтительные области их применения.

7. Провести экспериментальное исследование разработанных конструкций и их промышленную апробацию с целью оценки достоверности принятых допущений и определения точности силовопередачи в эксплуатационных условиях.

Научная новизна работы заключается в решении актуальной проблемы в области машиноведения: создание нового класса силовопередающих устройств — многозвенных узлов силовопередачи (МУС), позволяющих существенно улучшить массогабаритные характеристики машин и механизмов, в частности, весоизмерительных устройств.

Новые научные результаты:

1. Предложен, теоретически обоснован и экспериментально подтвержден метод дробления силовопередающей цепи, дающий возможность создавать МУС, обеспечивающие необходимую точность силововедения при сравнительно небольших габаритах.

2. Предложен расчетно-знаковый метод, позволяющий дать единовременную оценку параметров силововедения в многозвенных устройствах различной топологической структуры.

3. Разработана математическая модель МУС, применение которой позволило сделать вывод об уменьшении погрешности силововедения при возрастании числа звеньев.

Дополнительная погрешность, вызванная трением качения и взаимным смещением звеньев, практически не зависит от числа силовопередающих деталей и составляет 5...25% погрешности, обусловленной смещениями опорной поверхности входного звена.

4. Разработана методика проектировочного и проверочного расчетов напряженно-деформированного состояния силовопередающих деталей со сферическими и цилиндрическими контактными поверхностями.

На защиту выносятся результаты исследований автора, вы-

оленных в течение двадцатилетнего периода;

1. Аналитическое и экспериментальное обоснование метода дробления силопередающей цепи, математическая модель силопередающей цепи и результаты сравнительной оценки параметров силовведения.

2. Расчетно-знаковый метод теоретического исследования МУС и результаты его применения для сравнения узлов различной топологической структуры и конструктивного исполнения.

3. Метод расчета напряженно-деформированного состояния сферо- и цилиндроконтактных силоизмеряющих деталей в МУС растяжения и сжатия, учитывающий контактные напряжения и напряжения изгиба в случаях закрытого и открытого стыков.

4. Оригинальные конструктивные решения МУС для измерительных опор сжатия и растяжения.

5. Представление железнодорожного состава как МУС, объяснение и теоретическая оценка зависимости результатов взвешивания вагона от вида тяги и направления движения по непрямолинейному рельсовому пути.

6. Результаты экспериментальных исследований и натурных испытаний МУС со сферо- и цилиндроконтактными силопередающими деталями, а также устройств со сферо-коническими шарнирами.

Методы исследований включают в себя приемы матричной алгебры, предельного перехода (при исследовании эффекта дробления силопередающей цепи), теории контактных напряжений и деформаций, пространственного изгиба колец и другие методы строительной механики.

Полученные системы нелинейных и трансцендентных уравнений решены итерационными методами с помощью специально разработанных программ.

Экспериментальные исследования выполнены на стендах, содержащих узлы силопередачи с изменяющимся числом силопередающих деталей. Для измерения осевых сил применялись датчики с винтовыми тензорезисторами и потенциометрическая компенсационная измерительная схема.

Достоверность полученных результатов оценена с помощью общепринятых теоретико-вероятностных критериев.

Практическая ценность работы заключается в том, что разработанные методы (дробления, расчетно-знаковый, прочностного расчета) использованы для создания высокоточных МУС ряда весоизмерительных устройств платформенного типа.

Создан новый класс силопередающих устройств - многозвенные и силопередачи.

Использование многозвенных устройств позволило уменьшить погрешность силового взвешивания в 1,5–2,0 раза и достичь точности взвешивания $\pm 0,1\%$ от наибольшего предела (платформенные весы) либо уменьшить габариты и материалоемкость силопередающих устройств в 2,0–2,5 раза при сохранении исходной точности.

Предложены и опробованы способы коррекции профиля рельсового пути при взвешивании движущихся вагонов.

Реализация результатов исследования. На основе выполненных исследований разработаны оригинальные конструкции МУС и способы взвешивания движущихся вагонов, защищенные пятью авторскими свидетельствами.

Результаты исследований и руководящий технический материал "Методика расчета и проектирования универсальных узлов силопередачи" переданы Одесскому ПО "Точмаш" и Челябинскому металлургическому комбинату.

С их помощью создана, изготовлена, представлена на государственные приемочные испытания и освоена серийным производством на ПО "Точмаш" гамма платформенных весов марок 4580 П, 4584 П, ВК 7030 с наибольшими пределами взвешивания (НПВ) соответственно 2...20; 20...300; 2...800 тонн и допускаемой погрешностью $\pm 0,1$ и $\pm 0,2\%$ от НПВ. Эти устройства оборудованы узлами передачи осевых сил сжатия со сферо-контактными деталями.

Цилиндроконтактные силопередающие детали в опорах растяжения применены на платформенных весах для движущихся вагонов (Запорожский мет.комбинат), проката (Челябинский мет.комбинат) и в устройстве для тарировки расходомеров (Одесский политехнический университет).

Использование указанных устройств позволило уменьшить материалоемкость и габариты вагонных весов по сравнению с аналогичными устройствами на маятниковых подвесках.

Коррекция профиля рельсового пути позволила снизить погрешность взвешивания движущихся весов на 0,2...0,3% (Луганская и Старобешевская ГРЭС, комбинат "Запорожсталь").

Апробация работ. Основные положения и результаты исследований доложены на Всесоюзных научно-технических конференциях "Проблемы автоматизации процессов взвешивания и дозирования" (г. Одесса, 1974, 1977, 1981, 1985 г.г.), 6-й конференции *ИМЕСО* (1977 г.), научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Одесского политехнического института (1975, 1978, 1985 г.г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 19 печатных

работ, в том числе, одна монография и 5 авторских свидетельств.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения общим объемом 149 страниц машинописного текста, 64 иллюстрации, II таблиц, списка литературы (102 наименования) и 15 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулирована цель исследования.

Упомянуты работы Л.Н.Решетова, К.И.Заблонского, А.С.Радчика, И.А.Липурикова, В.А.Годзиковского, А.Брея (Италия), Э.Бауманна (ФРГ) и других авторов, посвященные исследованию силовых передач устройств и их деталей.

Указывается на то, что вопросам точности силовой передачи уделялось мало внимания, а исследования, посвященные МУС, практически отсутствуют.

Первая глава. "Силовые передачи устройства и общие принципы их оценки" посвящена обзору, классификации силовых передач устройств (СУ) и анализу их работы.

Отмечаются преимущества самоустанавливающихся СУ с избыточной подвижностью без поступательных пар и взаимного проскальзывания. Из силовых передач поверхностей акцентируется внимание на пары "сфера-сфера" и "цилиндр-цилиндр".

В качестве меры точности силовой передачи принята ее суммарная погрешность, состоящая из трех слагаемых:

$$\delta_1 = C_e |e| + C_\psi |\psi| = K_\Delta \Delta + K_\psi \psi; \quad (1)$$

$$\delta_2 = K_f f + K_k K + K_s S; \quad (2)$$

$$\delta_3 = K_{\theta, \Delta} \Delta^2 + K_{\theta, \psi} \psi^2 + K_{\theta, \Delta, \psi} \Delta \psi, \quad (4)$$

где e, ψ - параметры (эксцентриситет и угол) силового звена (ПС), Δ, ψ - линейные и угловые смещения входного звена (ВЗ); C_e, C_ψ - чувствительность условно-выходного звена (УВЗ) к эксцентриситету и углу силового звена; f, K - коэффициенты трения скольжения и качения; S - взаимное смещение силовых передач деталей (СД); $K_\Delta, K_\psi, K_f, K_k, K_s$ - коэффициенты влияния соответствующих дестабилизирующих факторов; K_{θ} - коэффициент влияния угла наклона оси УВЗ к оси опоры.

Расчет ПС проиллюстрирован на примерах сферо-конического шарнира (СКШ), рессорного подвешивания вагонов и СУ в виде катков.

В СКШ параметры силового звена зависят от приведенного радиу-

са круга трения:

$$\tau_T = RC(\alpha) f, \quad (4)$$

где R - радиус сферы;
коэффициент приведения;

$$C(\alpha) = \frac{2}{\pi} \frac{E(\pi/4; \sin \alpha)}{\cos \alpha} -$$

$E(\frac{\pi}{4}; \sin \alpha)$ - эллиптический интеграл 2-го рода с параметрами $\pi/4$ и α ; α - угол наклона образующей конуса.

В результате анализа работы клиновых гасителей колебаний вагона получено выражение для эксцентриситета силового опорной реакции. Он оказался зависимым от первой производной профиля пути, что дало возможность предложить устройство, позволяющее преднамеренно формировать погрешности со взаимно противоположными знаками с целью их самокомпенсации.

Анализ состояния исследований и оценка точности передачи осевых сил в известных устройствах позволили определить задачи, которые необходимо решить для создания высокоточных СУ.

Во второй главе "Силовое вращение в многозвенных узлах" предложен и разработан метод дробления силопередающей цепи, изложена сущность предложенного расчетнознакового метода (РЗМ), выполнено геометрическое и аналитическое сопоставление параметров силового вращающего МУС с различным числом СД.

РЗМ заключается в определенных правилах выбора знаков между центровых расстояний, длин, радиусов, углов поворота осей смежных СД и направлений координатных осей. Все преобразования, промежуточные обозначения и подстановки выполняются над соответствующими символами независимо от их геометрического содержания. Полученные численные результаты подлежат геометрическому истолкованию (дешифровке). Эффект дробления заключается в уменьшении углов наклона смежных с УВЗ силопередающих деталей при увеличении их количества в пределах общей исходной высоты. При равенстве толщин СД и расположении точек контакта по силоводящей прямой взаимные углы наклона смежных деталей должны удовлетворять системе уравнений:

$$\begin{cases} \rho d_1 + (1-2\rho)d_2 + \rho d_3 = 0; \\ \rho d_2 + (1-2\rho)d_3 + \rho d_4 = 0; \\ \dots \dots \dots \\ \rho d_{m-1} + (1-2\rho)d_m + \rho d_{m+1} = 0; \\ \dots \dots \dots \end{cases} \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \alpha_{n-1} + (1-2\rho) \alpha_n + \rho \alpha_{n+1} = 0; \\ \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_m + \dots + \alpha_{n+1} = \varphi; \\ n \alpha_1 + (n-1) \alpha_2 + \dots + (n-m+1) \alpha_m + \dots + \alpha_n = \lambda, \end{array} \right.$$

где ρ - относительный приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, λ - относительное линейное смещение ВЗ, n - число СД.

По мере увеличения числа СД и уменьшения их высоты разность взаимных углов наклона смежных деталей приближается к некоторой постоянной величине, и ломаная заменяющего механизма стремится к кубической параболе. Наилучшим местом расположения УВЗ является точка перегиба, характеризующаяся наименьшими изломами при смещении ВЗ.

Влияние дестабилизирующих факторов, к которым, кроме указанных смещений, принадлежат трение качения и взаимные смещения СД, учтено с помощью уточненной математической модели процесса дробления. Он состоит из уравнений в матричной и скалярной форме:

$$\begin{aligned} & [A_{m-1,m} \cdot A_{m,m+1} \cdot (z_{m+1} + k_{m+1} + s_{m+1} + z^0) - \\ & - A_{m+1,m} \cdot (z_m + k_m + s_m + z^0)] \times [A_{m-1,m} \cdot (z_m + k_m + s_m + z^0) - \\ & - (z_{m-1} + k_{m-1} + s_{m-1} + z^0)] = 0; \end{aligned}$$

$$A_{01} \cdot A_{12} \cdot \dots \cdot A_{m-1,m} \cdot \dots \cdot A_{n-1,n} (s_{n,c_n} + z^0) = z_{0,c_n} + z^0; \quad (6)$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_m + \dots + \alpha_n = \varphi$$

где $A_{m-1,m}$ - матрица перехода; m - порядковый номер СД; z_m, k_m, s_m - радиусы-векторы точки контакта соответственно вследствие кинематического перекачивания, трения качения, взаимного проскальзывания СД; z^0 - нулевой вектор; s_{n,c_n} и z_{0,c_n} - радиусы-векторы последней точки контакта в своей и неподвижной системах координат соответственно.

Система (6) нелинейна из-за наличия функции знака в правых частях вследствие противонаправленности смещений точки контакта, вызванной кинематическим перекачиванием и трением качения. Она решается с помощью предложенного автором итерационного процесса.

Полученные значения взаимных углов наклона используются для вычисления ПС, а последние - для оценки точности силовых данных согласно выражениям (1) - (3).

Численный расчет ПС различных вариантов МУС подтверждает эффект дробления при возрастании числа СД от I до V, преимущество срединного расположения УВЗ перед оконечным, цилиндрикоконтакт-

ных СД — перед сфероконтактными и опор растяжения — перед опорами сжатия.

Третья глава "Проектирование многосвязных узлов и влияние условий нагружения на силовую передачу", посвящена теоретическому исследованию и сравнению вариантов предложенных автором сферо- и цилиндроконтактных МУС, а также численной оценке влияния дестабилизирующих факторов.

В опорах сжатия со сфероконтактами СД усилие, приложенное к входному звену I (рис. I), через УВЗ 2 и набор СДЗ воспринимается фундаментом 4. СД взаимно центруются с помощью одноэлементных сифонов 5-6. Приставное днище 7, опорные детали 8 и 9 являются конструктивными элементами, обеспечивающими УВЗ, ВЗ и фундамент контактными поверхностями.

Радиусы контактных сфер для придания системе устойчивости выбираются таким образом, чтобы центры сфер располагались в последовательности, обратной последовательности соответствующих поверхностей С.

Особенностью цилиндроконтактных устройств является чередование линий контакта, расположенных друг к другу под прямым углом в плане.

В результате решения полученных в гл. 2 системы уравнений определены значения углов взаимного наклона осей смежных деталей нескольких конструкций МУС. По соотношениям, содержащимся в гл. 2, найдены ПС и коэффициенты влияния смещений ВЗ, трения качения и взаимного смещения СД и суммарные погрешности силовой передачи. При увеличении количества СД от I до 7 теоретическое значение погрешности уменьшилось в 2,5-3,0 раза, погрешность цилиндроконтактных опор растяжения оказалась в 6-7 раз меньшей, чем сфероконтактных опор сжатия. Влияние трения качения и взаимного смещения деталей не превысило 0,25 основной погрешности и в начале процесса дробления оказалось практически независимым от количества СД.

В результате численного сравнения погрешностей силовой передачи в предложенных и известных (катки, сферо-конические шарниры) устройствах определена область предпочтительного применения МУС: малые (менее 5-10 мм) перемещения входного звена.

Выполнена оценка влияния рельсового пути как дестабилизирующего фактора на точность взвешивания движущихся вагонов. Авто-спецные устройства рассмотрены как МУС с переменной в зависимости от способа тяги структурой, что позволило объяснить неидентичность результатов взвешивания (до 0,5%) при движении в одну сторону тягой и толканием и предложить способ повышения точности с по-

Опора сжатия со сфероконтактными
силопередающими деталями

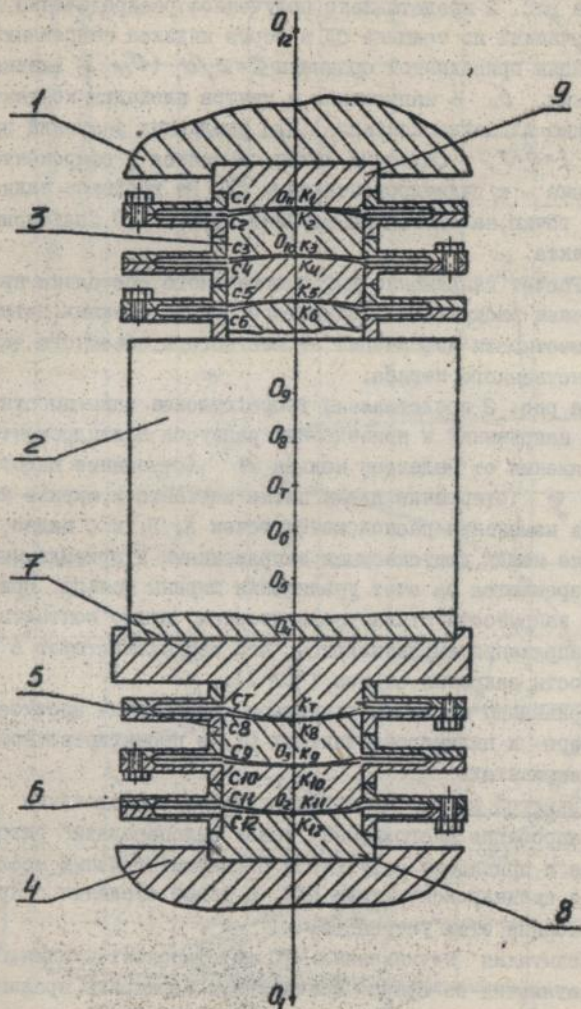


Рис. I

и остью варьирования вертикальным положением платформы:

Четвертая глава "Напряженно - деформированное состояние силопередающих деталей" посвящена прочностному расчету сферо- и цилиндроконтактных СД. В качестве критерия выбраны эквивалентные напряжения по четвертой теории прочности.

На рис. 2 представлено полученное распределение эквивалентных напряжений по толщине СД в форме индекса напряжений $m = \sigma_{II} / \sigma_0$ как функции приведенной ординаты $\xi = z / \alpha$ (σ_{II} - эквивалентные напряжения, σ_0 - напряжения в центре площадки контакта, α - полуширина площадки контакта) для различных значений приведенной толщины $t = \delta / \alpha$. Сплошные линии относятся к сфероконтактным СД, пунктирные - к цилиндроконтактным СД. Из графиков видно, что опасные точки находятся на глубине 0,5...1,0 полуширины площадки контакта.

Расчет напряженно-деформированного состояния произведен для случаев раскрытого и закрытого стыков смежных деталей с учетом совместности деформаций от местного и объемного сжатия и пространственного изгиба.

На рис. 3 представлены теоретические зависимости эквивалентных напряжений и приведенных радиусов цилиндроконтактных СД растяжения от индексов кольца n (отношение высоты к ширине) и стыка ξ (отношение длины пятна контакта к ширине кольца).

Из изменения расположения точек А, В, и С видно, что противоречие между допускаемыми напряжениями и приемлемыми радиусами разрешаются за счет увеличения ширины кольца. При этом степень закрытости стыка увеличивается, пятно контакта расплывается, напряжения выравниваются, что свидетельствует о предпочтительности закрытых стыков ($\xi > 1$).

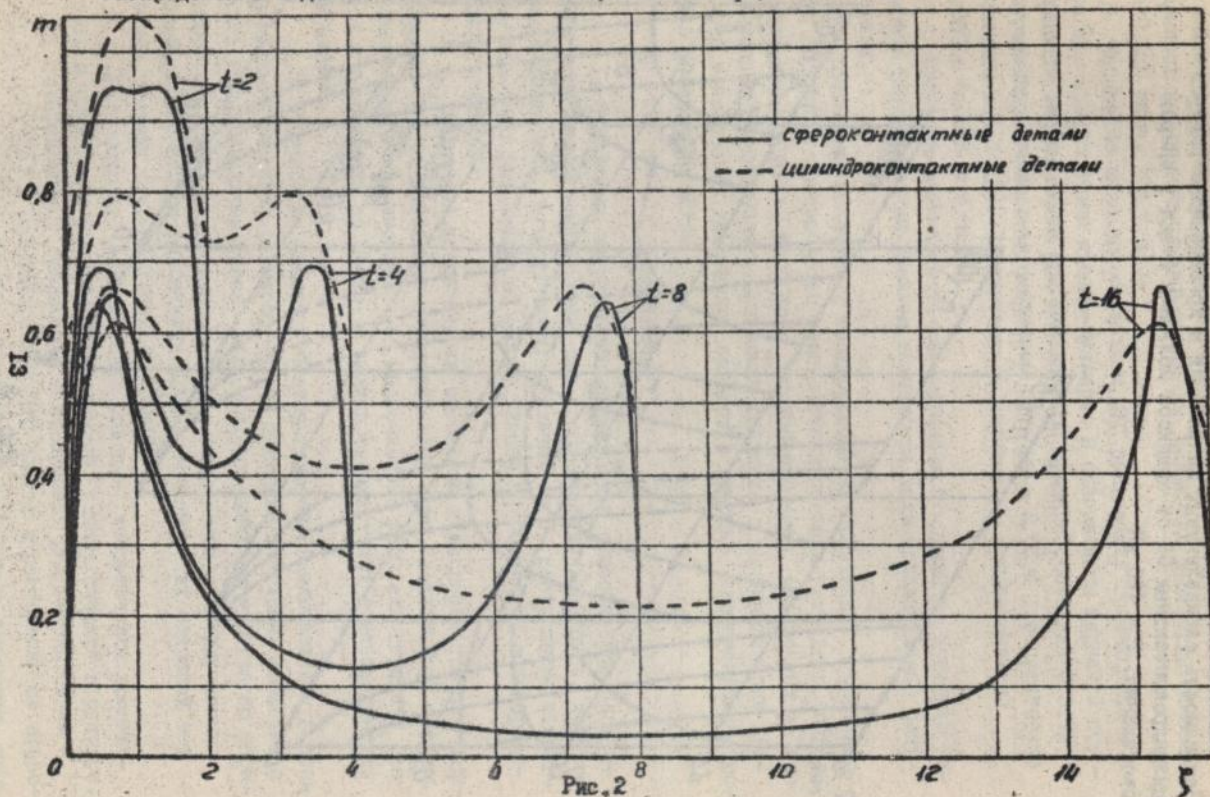
Приведены методика и примеры выполнения прочностного расчета сферо- и цилиндроконтактных СД. в проектно-конструкторском и проверочном вариантах.

В пятой главе "Экспериментальные исследования и промышленная апробация многозвенных узлов силопередачи" разработана методика и приведены результаты экспериментальных исследований сферо- и цилиндроконтактные МУС, а также сведения о промышленной апробации этих устройств.

Испытания пятизвенных МУС со сфероконтактными СД сжатия и СУ растяжения со сферо- коническими шарнирами производились на специальном стенде с трехпорной платформой.

Согласно результатам испытаний, при одинаковой средней

Распределение индексов эквивалентных напряжений в сфероконтактных СД опор сжатия



Зависимость эквивалентных напряжений и приведенного радиуса цилиндрических СД от индексов кольца и стыка в опорах растяжения. $P = 120 \text{ кН}$

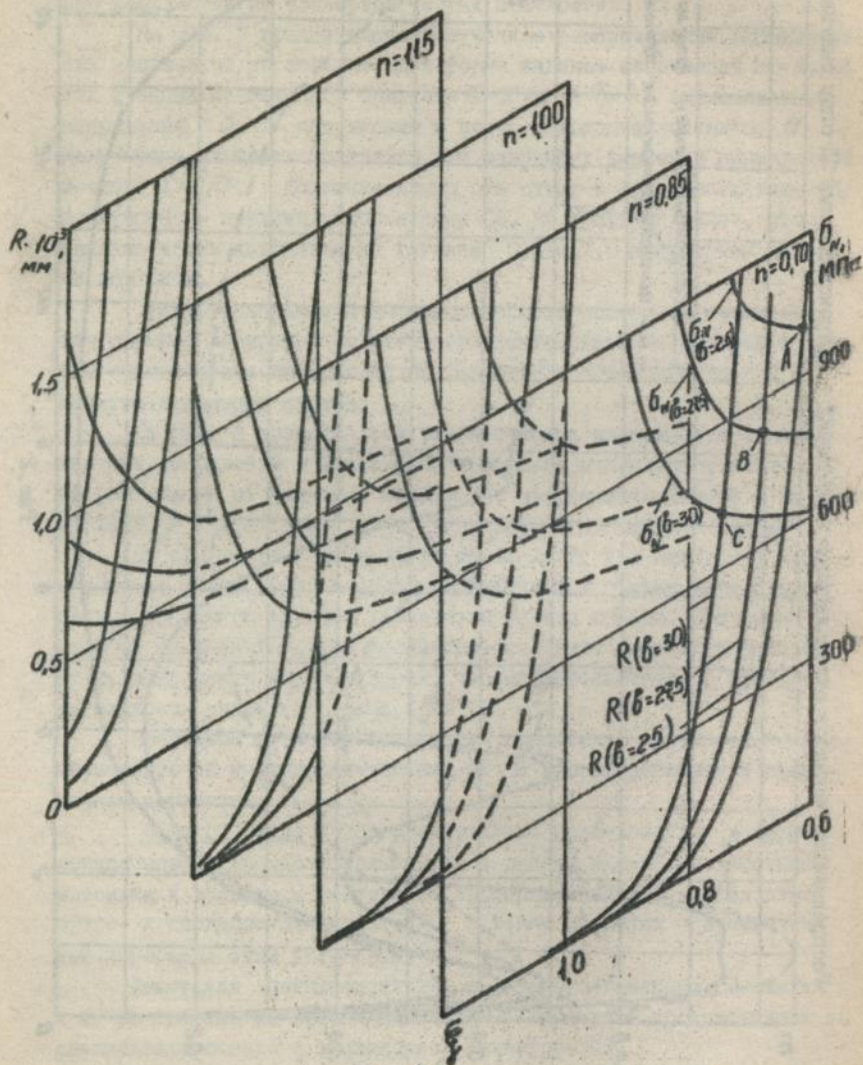


Рис. 3

исходной погрешности (0,065%) чувствительность сферо-конических шарниров к изменению горизонтального положения платформы оказалась на 0,05% выше, чем у МУС.

Испытания цилиндрикоконтактных МУС растяжения производились с помощью трехопорного стенда-бункера. В однозвенном варианте погрешность силопередачи при неподвижном бункере составила 0,017%, погрешность, вызванная смещением бункера - 0,053% (теоретическое значение - 0,051%). В пятизвенном варианте - соответственно 0,030%; 0,021% и 0,018%.

Проверка адекватности математической модели по критерию Фишера с 95-процентным уровнем значимости дала положительные результаты.

Приведены сведения о государственных испытаниях и организации серийного производства высокоточных весовых устройств, содержащих МУС, и других устройств подобного типа, внедренных на промышленных предприятиях. Приведены сведения о рационализации процесса взвешивания движущихся вагонов с помощью корректировки профиля рельсового пути.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложены принцип классификации и существенные признаки устройств передачи осевых сил (самоустанавливаемость, избыточная подвижность, наличие поступательных пар), послужившие отправным моментом для создания нового класса многозвенных силопередающих устройств.

2. Предложен теоретически обоснован и экспериментально подтвержден метод дробления силопередающей цепи, позволивший создать малогабаритные и высокоточные многозвенные узлы силопередачи сжатия и растяжения со сферо- и цилиндрикоконтактными силопередающими деталями.

3. Разработан расчетно-знаковый метод, заключающийся в представлении основных размеров СД, их линейных и угловых смещений в виде действительных чисел, знак которых выбирается согласно определенным правилам во взаимосвязи с направлением координатных осей, и формальном выполнении всех математических операций над этими числами с последующей дешифровкой.

РСМ позволяет единообразно описать, теоретически исследовать и сравнивать устройства различной топологической структуры.

4. Предложен, разработан и исследован ряд высокоточных (0,01...0,02%) и малогабаритных МУС сжатия и растяжения со сферо- и цилиндрикоконтактными СД, позволивший в 2-3 раза уменьшить высо-

ту и материалоемкость весоизмерительных устройств в целом.

5. Разработана математическая модель МУС, дающая возможность оценить точность силоведения с учетом числа СД, некоторых обобщенных показателей и дестабилизирующих факторов на стадии проектирования.

6. В результате изучения влияния условий нагружения на точность силопередачи выявлено уменьшение погрешности, вызванной смещениями входного звена, при увеличении числа СД и ее возрастании на $\sim 10^{-4}\%$ при изменении коэффициента трения качения и взаимного смещения деталей на 0,01 мм.

7. Выявлено, что при одинаковых габаритах и запасе прочности МУС растяжения имеют в 1,5-2,5 раза меньшую погрешность силопередачи, чем МУС сжатия, а устройства с цилиндроконтактными СД-меньшую погрешность, чем устройства со сфероконтактными деталями.

8. Теоретически выявлено и экспериментально подтверждено, что применение МУС предпочтительно в области малых (до 5-10 мм) перемещений ВЗ. Для устройств с большими перемещениями ВЗ целесообразно применение сферо-конических шарниров, катков и других известных устройств.

9. Разработана методика расчета напряженного состояния силопередающих деталей, в результате которого выявлено расположение опасных точек, распределение эквивалентных напряжений, получен алгоритмический набор уравнений позволяющий выбрать сочетания толщины и приведенного радиуса кривизины контактных поверхностей.

10. Представление железнодорожного состава как МУС позволило выявить причину зависимости результатов взвешивания вагонов от направления движения и способа тяги. Это оказалось сочетание геометрических несовершенств вагонных сочленений с непрямолинейностью рельсового пути.

11. Экспериментальные исследования, выполненные на специальных стендах, подтвердили правомерность основных допущений и выводов работы.

12. Результаты работы использованы в созданной на их основе гамме платформенных весоизмерительных устройств, прошедших государственные приемочные испытания и выпускаемых Одесским ПО "Точмаш", а также в ряде единичных устройств. Теоретические результаты работы использованы в расчетной практике ПО "Точмаш" и ОПУ.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Буртковский И.И. Трение в силопередающих устройствах со сфе-

ро-конических шарнирами // Детали машин. - Киев, 1989. - Вып. 48. - С. 94-100.

2. Буртковский И.И., Семенюк В.Ф., Силопередающие цепи как основа измерительных опор // Приборы и системы управления. - 1987. - № 2. - С. 30-31.

3. Буртковский И.И. Платформенные весы с измерительными опорами в виде силопередающих цепей // Измерительная техника. - 1988. - № 5. - С. 25-27.

4. Радчик А.С., Буртковский И.И. Пружны и рессоры. - К.: Техніка, 1973. - 118с.

5. Буртковский И.И. О точности грузоприемных устройств на однозвенных маятниковых подвесках // Автоматизация процессов взвешивания и дозирования в промышленности, сельском хозяйстве и на транспорте: Тез. докл. УП Всесоюз. научн. техн. сов. - М., 1974. - С. 66-67.

6. Буртковский И.И., Семенюк В.Ф. Силопередающие цепи / Одес. политехн. ин-т. - Одесса, 1986. - Деп. в УкрНИИТИ, 1987, № 3625 Пр // Деп. науч. работы. - М., 1987. - № 5. - С. 124.

7. Радчик А.С., Буртковский И.И., Кравченко А.И. О влиянии сцепных устройств подвижного состава на точность взвешивания железнодорожных вагонов в движении // Автоматизация процессов взвешивания и дозирования: Тез. докл. УП Всесоюз. научн.-технич. сов. - Одесса, - Одесса, 1971. - С. 153-155.

8. Буртковский И.И. О некоторых методических погрешностях взвешивания движущихся вагонов / Одес. политехн. ин-т. - Одесса, 1981. - Деп. в УкрНИИТИ 1981, № 2860 Ук // Деп. науч. работы. - М.; 1981. - № 12. - С. 179.

9. Семенюк В.Ф., Буртковский И.И., Вуликман Л.М. О сравнении поосного и потележечного взвешивания в движении // Техника промышленного взвешивания: Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. - М., 1977. - С. 50.

10. Буртковский И.И., Лингур В.Н., Розенберг Г.Я. Исследование напряженного состояния промежуточных элементов измерительных опор и определение их геометрических параметров / Одес. политехн. ин-т. Одесса, 1989. - Деп. в УкрНИИТИ 09.06.89, № 1583 Ук.

11. Буртковский И.И., Семенюк В.Ф. Весовой путь как источник погрешностей взвешивания движущихся вагонов // Автоматизация процессов взвешивания и дозирования. Тез. докл. Всесоюз. научн. техн. сов. - М., 1981. - С. 177-179.

12. Буртковский И.И. Обобщенный подход к оценке точности силопередающих цепей платформенных весов // Проблемы автоматиза-

дии процессов взвешивания и дозирования: Тез. докл. Всесоюзн. научн. технич. конф. - М., 1985. - С. 75-76.

13. Демченко В.А., Конашева О.П., Буртковский И.И. Применение тензометрических бункерных весов для исследования расходомеров сыпучих материалов // Технология сыпучих материалов: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-технич. конф. - Ярославль, 1989. - С. 41-42.

14. А.с. 284365 СССР, МКИ G01L 3/04. Устройство для измерения усилий /И.И.Буртковский, И.А.Пищурников, А.С.Радчик (СССР); Заявлено 05.II.68. Опубл. 14.IO.70.

15. А.с. 678324 СССР, МКИ G 01G19/04. Устройство для поосного взвешивания движущихся вагонов /И.И.Буртковский, Л.М.Вулихман, А.И.Кравченко, В.Ф.Семенюк, Г.А.Трофименко (СССР); Заявлено 21.09.77; Опубл. 05.08.79.

16. А.с. 1272130 СССР, МКИ G01A 1/26. Силоизмерительное устройство /И.И.Буртковский, Л.М.Вулихман, Н.Я.Гроссман, Я.Г.Дашевский, А.В.Лысик, Е.А.Пономаренко, В.Ф.Семенюк, Я.А.Шлемович (СССР); Заявлено 26.06.85; Опубл. 23.II.86.

17. А.с. 1536961 СССР, МКИ G01L 1/26. Опора силоизмерителя /И.И.Буртковский, А.В.Бондарев, Л.М. Вулихман, А.И.Кравченко, А.В.Лысик, С.А.Остапенко, В.Ф.Семенюк, И.А.Сильванский (СССР); Заявлено 04.04.88.

18. А.с. 1543964 СССР, МКИ G01L 01/26, 1/22. Устройство для измерения усилий / И.И.Буртковский, А.В.Бондарев, Л.М.Вулихман, Я.Г.Дашевский, А.И. Кравченко, А.В.Лысик, Л.М.Резник, В.Ф.Семенюк (СССР); Заявлено 14.07.86.

19. *Semenjuk V.F., Burtkovsky I.I., Vulikhman L.M. Weighing per-axle compared with the per-tzuck method // Industrial weighing JMECO 6th Conference of the JMECO technical committee "Measurement of force and mass," Preprints, Odessa, USSR-22-27, September, 1977.*

И.Бурт

ЛТЧ РМ. 602 150-100 19.06.94.

1158-166

AB 30.475