

КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. И. РАЗЗАКОВА

ДИССЕРТАЦИОННЫЙ СОВЕТ Д. 01.07.351

На правах рукописи
УДК 539.411

Осмонканов Анарбек Модонович

**ДЕФОРМАЦИЯ ГИБКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ
ДЕЙСТВИИ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК**

Специальность 01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата физико – математических наук

Бишкек 2008

Работа выполнена в Кыргызском государственном университете строительства, транспорта и архитектуры

Научный руководитель: Академик международной инженерной академии и инженерной академии КР, Заслуженный работник образования КР, доктор физико – математических наук, профессор **С.А. Абдрахманов**

Официальные оппоненты: доктор физико – математических наук, профессор **Я.И. Рудаев** (Кыргызско – Российский Славянский Университет)
доктор технических наук, профессор **В.Н. Свиденко** (Кыргызский Государственный Университет Строительства Транспорта и Архитектуры)

Ведущая организация: **Инженерная академия Кыргызской Республики**

Защита состоится 27 марта 2008 г., в 16.00 часов на заседании диссертационного Совета Д. 01.07.351 по защите диссертаций на соискание ученой степени доктора (кандидата) наук в Кыргызском государственном техническом университете им. И. Раззакова по адресу: 720044, Кыргызская Республика, г. Бишкек, проспект Мира, 66., факс 00 – 996 – 312 54 – 51 – 62, E – mail: rector @ ktu. aknet. kg

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова.

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направлять ученому секретарю совета в адрес по месту защиты диссертации.

Автореферат разослан «26» 02 2008 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.ф. - м. н.

Доталиева Ж.Ж.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В настоящее время актуальной задачей механики деформируемого тела являются исследования по созданию новых, обладающих высокой надежностью и долговечностью технических средств (механизмов и приборов) специального назначения малого веса. Среди многообразия таких средств, применяемых в авиационно – космической технике и в самых различных областях современного машиностроения, значительное место занимают волновые зубчатые передачи. Вопросами исследования, конструирования и изготовления волновых передач занимается ряд компаний и исследовательских центров ряда западных стран и России. При этом проводятся теоретические и экспериментальные исследования волновых передач по их практическому использованию. Широкое применение волновых передач позволяет совершенно по – новому решать задачи конструирования механических приводов. Волновая передача состоит из жесткого и гибкого колеса а также, генератора волн. Принцип работы передачи заключается в создании с помощью генератора волн движущейся волны деформации гибкого элемента. При этом последний является основным звеном, от долговечности и надежности которого зависит работоспособность волновой передачи в целом.

В теории и практике прочностных расчетов гибких элементов волновых передач существенный вклад внесли бывшие советские ученые: М.Н. Иванов, В.В. Ершов, В.А. Рябцев, В.А. Комаров, С.А. Шувалов, Э.П. Амосова, В.В. Шейко, Д.Н. Решетов, В.А. Гавриленко, А.Д. Волков, Н.А. Алфутов, К.Р. Казыханов и др. При этом значительное число опубликованных работ посвящено исследованию прочности гибкого колеса. В работе М.Н. Иванова предложено считать, что цилиндрическая оболочка под действием двух диаметрально противоположенных сил деформируется как кольцо в окружном и, как балка в осевом направлении. Упомянутая работа является одной из первых, где предпринята попытка решить упрощенным методом задачу определения напряжений и деформаций гибкого колеса.

Но несмотря на это, пока еще не создана достаточно общая, удобная для практического применения методика расчета на прочность гибких элементов волновых передач. Не проведены аналитические исследования по оценке напряженно – деформированного состояния, основанные на точных методах расчета по общей теории тонких оболочек, а также не установлены законы распределения сил в зонах контакта и величины полных эксплуатационных нагрузок действующих на гибкие элементы герметичных волновых передач.

Учитывая изложенное актуальной задачей является разработка теоретических и экспериментальных методов исследования напряженно – деформированного состояния гибких элементов герметичных волновых передач при действии статических нагрузок. Решению этой актуальной задачи и посвящена настоящая работа.

Цель исследования. На основе общей теории расчета тонких упругих оболочек, создание научно – обоснованных статических методов оценки напряженно – деформированного состояния гибкого элемента, с целью обеспечения необходимой прочности и надежной эксплуатации герметичных волновых передач.

Для достижения поставленной цели рассмотрены следующие задачи исследования.

Задачи исследования

- Математическая формулировка точных и упрощенных инженерных методов расчета статической задачи определения напряженно – деформированного состояния гибких элементов герметичных зубчатых волновых передач основанных на решении моментной, безмоментной и полубезмоментной теории расчета тонких упругих оболочек с учетом основных геометрических особенностей гибкого элемента.

- Разработка методики и экспериментальное исследование напряженно – деформированного состояния конической и цилиндрической форм гибких элементов двухволновой герметичной передачи с определением параметров, входящих в теоретическое решение законов нагружения.

- Аналитическое представление законов распределения нагрузок, с учетом характера действия контактных усилий и определение величины полной нагрузки на гибкий элемент двухволновой герметичной передачи от волнообразователя.

- Анализ теоретических решений по установлению напряженно – деформированного состояния гибкого элемента на основе общих теорий расчета тонких оболочек и сопоставление полученных результатов с экспериментальными данными.

Научная новизна

- Предложены методы расчета по оценке напряженно – деформированного состояния гибкого элемента двухволновой герметичной передачи на основе общей теории расчета тонких упругих оболочек, для различных типов нагружения. Приведены способы расчета цилиндрических и конических видов гибких элементов от действия двух различных типов законов нагружения.

- Исследованиями по моментной и полубезмоментной теории тонких оболочек получены результаты, подтверждающие правомерность принятия за основу расчеты напряженно – деформированного состояния гибких элементов волновых передач по полубезмоментной теории без ущерба их точности. При этом отсутствие продольных изгибов цилиндрических и конических оболочек и симметричность действующих радиальных нагрузок соответствуют основным допущениям полубезмоментной теории тонких упругих оболочек.

- Сопоставление результатов установленных с использованием аналитических методов расчета с экспериментальными и данными свидетельствует о том, что полубезмоментная теория тонких упругих оболочек достаточно

удовлетворительно описывает напряженно – деформированное состояния гибких элементов даже при значительных прогибах.

- Предложена методика экспериментального исследования напряженно – деформированного состояния цилиндрических и конических гибких элементов позволяющая одновременно определять характерные параметры законов нагружения гибкого элемента.

- Экспериментами установлено, что с увеличением углов контакта гибкого элемента с волнообразователем осевые и окружные напряжения значительно снижаются. При данных конструктивных параметрах установлена слабая зависимость напряжений и перемещений от рассматриваемых форм оболочек (конус, цилиндр).

Достоверность научных положений, выводов и результатов работы подтверждается системным анализом и обобщением литературных данных, корректной постановкой задач, применением строгого математического аппарата и фундаментальных уравнений теории тонких упругих оболочек, компьютерной реализацией теоретически обоснованных и апробированных алгоритмов. При этом важным является также использование современных методов экспериментальных исследований и сравнение полученных теоретических и экспериментальных данных.

Практически значимость работы заключается в создании теоретических и экспериментальных методических решений по исследованию напряженно – деформированного состояния цилиндрических и конических гибких элементов, а также приемлемых методов расчета для конструирования волновых передач.

Научные положения и результаты, выносимые на защиту

- Результаты аналитических методов расчетов гибких элементов волновых передач основанных на моментной, безмоментной и полубезмоментной теории тонких упругих оболочек.

- Базовая методика экспериментального исследования напряженно – деформированного состояния цилиндрических и конических гибких элементов волновых передач, позволяющая определять характерные параметры законов нагружения.

- Сравнительный анализ результатов аналитических и экспериментальных исследований напряженно – деформированного состояния цилиндрических и конических гибких элементов волновых передач.

- Рекомендации по оценке напряженно – деформированного состояния, обеспечивающие необходимые прочностные параметры цилиндрических и конических гибких элементов волновых передач, основанных на результатах аналитического расчета и экспериментальных исследований.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на различных международных, республиканских, межвузовских научно – технических конференциях: Международной научно – практической конференции КГУСТА, посвященной 2200 – летию кыргызской государственности (Бишкек 2003); Проблемы проектирования, строительства

и эксплуатации транспортных сооружений в горной местности: (Бишкек 2003); Современные проблемы механики сплошных сред: Гидрогазодинамика и экзогенно – геологические процессы природы (г. Бишкек, 2004); Международной конференции «Проблемы механики и сейсмодинамики сооружений», посвященной 70 – летию академика Т.Р. Рашидова (г.Ташкент. 2004); Международной научно – технической конференции «Достижения науки в области строительной механики и инженерных сооружений» КазАТК им. М. Тынышпаева, (Алматы 2004); Международной научно – технической конференции «Природопользование и проблемы антропосферы» (г. Тараз 2005); На II - ой международной научно – практической конференции «Состояние, проблемы и перспективы информатизации в республике Казахстан» (Усть – Каменогорск 2005) и других, на научных семинарах: кафедры «Прикладная математика и информатика» и «Механики» КГУСТА (Бишкек 2000 - 2005), кафедры механики КГТУ им. И. Раззакова (2005 – 2007 г).

Публикации. Основные результаты работы опубликованы в 11 научных статьях.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 4 глав, выводов и приложений. Текстовая часть изложена на 130 страницах. В работе содержится 31 таблица, 50 рисунков, список использованной литературы из 98 наименований.

Автор выражает свою признательность за внимание к данной работе и помощь в проведении исследований доктору физико – математических наук Жожахметову К.Х. и доктору технических наук Карганбаеву Р.С.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении раскрывается и научно обосновывается актуальность и перспективы аналитического исследования гибких элементов герметичных волновых передач. Приведены цели и задачи исследования, направление методов расчета напряжений и перемещений гибких элементов волновой передачи. Кроме этого, установлены формы нагрузок на гибкий элемент.

Первая глава посвящена литературному обзору и анализу основных работ по волновым передачам. При этом основное внимание уделено имеющимся их конструктивным особенностям, достоинствам, недостаткам и работоспособности волновых передач, а также анализируются существующие теоретические и экспериментальные работы, посвященные изучению данного вида передачи.

Отмечено, что применение волновых передач позволяет совершенно по новому решать задачи конструирования механических приводов. Конструктивно волновая передача состоит из жесткого и гибкого колеса и генератора волн (волнообразователя). Принцип работы передачи заключается в наличии движущейся по окружности волны деформации гибкого элемента, вызванное

вращением генератора волн. В результате за счет разности чисел зубьев жесткого и гибкого колес последние за один оборот волнообразователя поворачиваются на угол соответствующий разности зубьев в угловых единицах.

Вопросами исследования, конструирования и изготовления волновых передач занимаются ряд компаний западных стран и России. Благодаря этим исследованиям, в настоящее время, прочностному расчету гибких элементов волновых передач посвящено большое число работ. Исследования по установлению их работоспособности определили формирование двух относительно самостоятельных направлений расчета упомянутых передач. Первое из них имеет целью разработку методик расчета геометрии зубчатого зацепления, учитывающие все компоненты перемещений зубьев гибкого колеса. Второе направление связано с исследованием напряженно – деформированного состояния гибких колес, генераторов волн и других конструктивных элементов упомянутых передач. Наиболее распространенными методами расчета являются методика Е.Г. Гинзбурга, а также методики разработанные в СТАНКИНе, МИСИ и МГТУ им. Н.Э. Баумана. Однако, принятые допущения и экспериментальные поправочные коэффициенты используемые в расчетах различных методик сильно отличаются, между собой и результаты расчетов одной и той же передачи получаются различными. В частности, диаметр гибкого колеса установленное по методике Е.Г. Гинзбурга получается наименьший, в то же время по методике МГТУ – почти в 1,5 раза больше и в 2 раза при определении по методике СТАНКИНа.

В заключении этой главы отмечено, что теоретические и экспериментальные исследования волновых передач и главного их рабочего элемента - гибкого колеса - еще не привели к разработке единого достаточно точного и полного инженерного метода расчета. При этом имеющиеся данные носят приближенный характер, не учитывают всех силовых факторов, влияющих на прочность гибких элементов и касаются лишь некоторых конструктивных вариантов волновых передач. Нет также достаточно обоснованных методик определения нагрузок на генератор волн.

Во второй главе рассматривается расчет гибкого элемента герметичной волновой передачи. При этом гибкий элемент представляет собой цилиндрическую и коническую или две цилиндрические оболочки, сопряженные через упругое зубчатое кольцо. Здесь торец цилиндрической части закрыт дном, торец конической части заземлен. В случае двух сопряженных между собой через кольцо цилиндрических оболочек принято, что торцы шарнирно закреплены. При этом напряженно – деформированное состояние гибкого элемента, нагруженного в области зубчатого колеса нормальной и касательной несимметричным и нагрузкам и, рассмотрен на основе моментной теории тонких оболочек.

В случае полупринудительной деформации гибкого элемента цилиндрический гибкий элемент двухволновой герметичной передачи в области зубчатого венца (влияние его в данном пункте не учитывается) подвержен

действию волнообразователя с двумя большими эксцентричными дисками. Реакции со стороны внешнего жесткого колеса равны (рис. 1)

$$q_x = q'_x - q''_x, \quad q_y = -q''_y \operatorname{ctg} \beta, \quad (1)$$

где q_x – радиальная поверхностная нагрузка, представляющая собой сумму давления q'_x генератора волн на гибкий элемент и радиальной реакции q''_x жесткого колеса; q_y – тангенциальная составляющая реакции со стороны жесткого колеса; β – угол зацепления зубчатого венца с внешним жестким колесом.

Уравнения равновесия рассматриваемого гибкого элемента, подверженного действию вышеупомянутых нагрузок (1), можно получить в следующем виде.

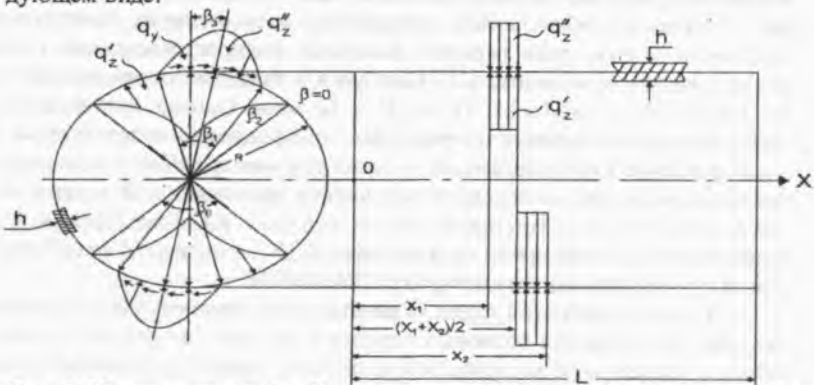


Рис. 1. Цилиндрический гибкий элемент двухволновой герметичной передачи в области зубчатого венца.

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} + \frac{(1-\nu)(1+k)}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial \beta^2} + \frac{(1+\nu)}{2} \frac{\partial^2 g}{\partial \xi \partial \beta} + \nu \frac{\partial w}{\partial \xi} - k \frac{\partial^3 w}{\partial \xi^3} + \frac{k(1-\nu)}{2} \frac{\partial^3 w}{\partial \xi^2 \partial \beta} = 0, \\ \frac{(1+\nu)}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial \beta \partial \xi} + \frac{\partial^2 g}{\partial \beta^2} + \frac{(1-\nu)(1+3k)}{2} \frac{\partial^2 g}{\partial \xi^2} + \frac{\partial w}{\partial \beta} - \frac{k(3-\nu)}{2} \frac{\partial^3 w}{\partial \xi^2 \partial \beta} = \\ = - \frac{R^2(1-\nu^2)}{Eh} q_y, \\ \nu \frac{\partial u}{\partial \xi} - k \frac{\partial^3 u}{\partial \xi^3} + \frac{k(1-\nu)}{2} \frac{\partial^3 u}{\partial \xi \partial \beta^2} + \frac{\partial g}{\partial \beta} - \frac{k(3-\nu)}{2} \frac{\partial^3 g}{\partial \xi^2 \partial \beta} + 2k \frac{\partial^2 w}{\partial \beta^2} + \\ + \left[k \left(\frac{\partial^2}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2}{\partial \beta^2} \right) + 1 + k \right] w = \frac{R^2(1-\nu^2)}{Eh} q_x, \end{aligned} \quad (2)$$

где $k = \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2$, $\xi = x/R$, $\beta = y/R$ – безразмерные цилиндрические координаты; x, y, z – декартовы координаты; u, g, w – составляющие вектора перемещения срединной поверхности гибкого элемента; R – радиус срединной по-

верхности гибкого элемента; h – толщина гибкого элемента; ν – коэффициент Пуассона; E – модуль Юнга.

Предполагая, что торцы гибкого элемента подчинены условиям шарнирного опирания

$$g = w = 0 \quad \text{при} \quad \xi = 0 \quad \text{и} \quad \xi = L/R, \quad (3)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \xi} = \frac{\partial^2 w}{\partial \xi^2} = 0 \quad \text{при} \quad \xi = 0 \quad \text{и} \quad \xi = L/R, \quad (4)$$

Получены соотношения, определяющие напряженно – деформированное состояние гибкого элемента по моментной теории тонких упругих оболочек. При этом нагрузки q'_x и q''_x для полупринудительной деформации принимались в виде (рис. 1):

$$q'_x = \begin{cases} q' \sin^2 \frac{\pi \beta}{\beta_0} & \text{при} \quad 0 \leq \beta \leq \beta_0, \quad \xi_1 \leq \xi \leq \frac{\xi_1 + \xi_2}{2}, \\ q' \sin^2 \frac{\pi(\beta - \pi)}{\beta_0} & \text{при} \quad \pi \leq \beta \leq \pi + \beta_0, \quad \frac{\xi_1 + \xi_2}{2} \leq \xi \leq \xi_2, \\ 0 & \text{при всех остальных значениях } \beta; \end{cases} \quad (5)$$

$$q''_x = \begin{cases} q'' \sin^2 \frac{\pi(\beta - \beta_2)}{\beta_1} & \text{при} \quad \beta_2 \leq \beta \leq \beta_1 + \beta_2, \quad \xi_1 \leq \xi \leq \frac{\xi_1 + \xi_2}{2}, \\ q'' \sin^2 \frac{\pi(\beta - \pi - \beta_2)}{\beta_1} & \text{при} \quad \pi + \beta_2 \leq \beta \leq \pi + \beta_1 + \beta_2, \quad \frac{\xi_1 + \xi_2}{2} \leq \xi \leq \xi_2, \\ 0 & \text{при всех остальных значениях } \beta; \end{cases} \quad (6)$$

где q' и q'' – максимальные значения распределения давления генератора волн и нормальной реакции жесткого колеса соответственно;

Дифференциальные уравнения (2) решаются с помощью рядов Фурье. Для этого смещения и нагрузки принимаются в виде рядов:

$$u(\xi, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} (u_{nm} \cos n\beta + u'_{nm} \sin n\beta) \cos \lambda \xi, \quad g(\xi, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} (g_{nm} \sin n\beta - g'_{nm} \cos n\beta) \sin \lambda \xi,$$

$$w(\xi, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} (w_{nm} \cos n\beta + w'_{nm} \sin n\beta) \sin \lambda \xi, \quad (7)$$

$$q_x(\xi, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} [(q_{nm} \sin n\beta - q'_{nm} \cos n\beta) \sin \lambda \xi,$$

$$q_z(\xi, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} (q_{zm} \cos n\beta + q'_{zm} \sin n\beta) \sin \lambda \xi, \quad (8)$$

где $\lambda = \pi n R / L$.

Подставляя их в дифференциальное уравнение (2) и учитывая равенства тригонометрических многочленов получаем для коэффициентов разложения (7) выражения в виде:

сти от величины и характера распределения нагрузки. При этом изучено влияние геометрических параметров волнообразователя и гибкого элемента на напряженное состояние последнего, а также определены значения параметров закона нагружения на гибкий элемент. Для изучения напряженно-деформированного состояния гибких элементов испытаны три типоразмеров гибких элементов из стали 12Х12Н4А с параметрами приведенными в табл. №1. Нагружение гибких элементов осуществлялось по схеме, указанной на рис.4. Действие двухволнового генератора волн имитировалось парой полудисков, с диаметрами $D_0 = 92,3\text{мм}$, $D_0 = 92,75\text{мм}$, $D_0 = 93,2\text{мм}$.

Таблица 1.

№	Параметры	Обозначения	Гибкий элемент №1	Гибкий элемент №2	Гибкий элемент №3
1	Общая длина гибкого элемента	L (мм)	218	118	216
2	Длина от доньшка до середины зубчатого венца	L_1 (мм)	100	50	99
3	Толщина гибкого элемента	h (мм)	0,65	0,65	0,4
4	Внутренний диаметр гибкого элемента	D (мм)	95,29	95,29	95,0

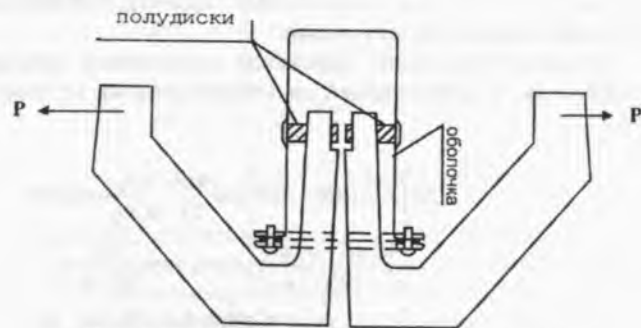


Рис. 4. Схема нагружения гибких элементов.

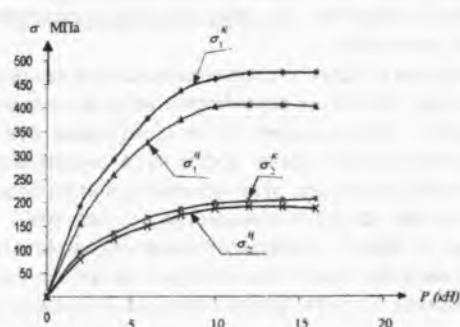
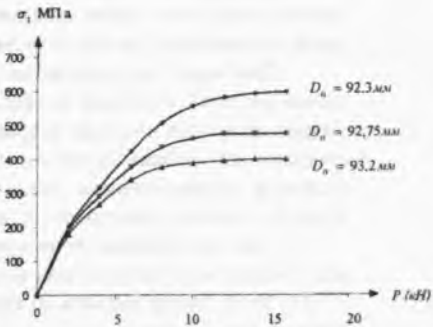
Деформации измерялись тензорезисторами и сопротивления, наклеенных на поверхностях гибких элементов в продольном и окружном направлениях. По измеренным величинам главных деформаций (ε_1 , ε_2) главные напряжения определялись по закону Гука для плоского напряженного состояния:

$$\sigma_1 = E(\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2)/(1 - \nu^2), \quad \sigma_2 = E(\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1)/(1 - \nu^2).$$

Получены зависимости осевого (σ_1) и окружного (σ_2) напряжения от величины нагрузки для всех гибких элементов. Графики зависимости нормальных напряжений σ_1^H, σ_2^H — для цилиндрической и σ_1^E, σ_2^E — конической частей от величины нагрузки волнообразователя на гибкий элемент (№1) приведены на рис.5.

Зависимость продольного напряжения σ_1 от нагрузки, для разных диаметров полудисков, представлены на рис. 6.

Для гибких элементов №2 и №3, получены качественно аналогичные графики.

Рис. 5. Напряжения в гибком элементе №1 без зацепления с жестким колесом под действием неразведенных полудисков ($D_0 = 92,75\text{мм}$).Рис. 6. Продольные напряжения σ_1 в гибком элементе №1 для различных диаметров полудисков.

Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что осевые напряжения как для цилиндрической так и для конических типов гибких элементов практически не зависят от ее толщины. В тоже время диаметр полудиска значительно влияет на уровень осевого напряжения, а именно, с увеличением диаметра полудиска величина осевого напряжения снижается.

При определении радиального перемещения гибких элементов в зависимости от величины нагрузки волнообразователя, были измерены диаметры зубчатого венца во взаимно-перпендикулярных направлениях. При этом, одно из направлений совпадало с направлением действующего усилия. Радиальные перемещения гибкого элемента вычислялись по выражениям:

$$w_1 = (A_1 - A_0)/2, \quad w_2 = (A_2 - A_0)/2, \quad (17)$$

где A_0 — диаметр недеформированного гибкого элемента на зубчатом венце; A_1 — диаметр деформированного гибкого элемента в направлении растягивающего усилия; A_2 — диаметр деформированного гибкого элемента в перпендикулярном к растягивающему направлению. В результате опытов получены данные зависимостей w_1, w_2 от величины растягивающей силы.

При этом с увеличением диаметра полудиска радиальный прогиб, при одинаковых значениях равнодействующей силы на гибкий элемент уменьшается. Данное обстоятельство объясняется тем, что увеличение диаметра по-

лудисков равносильно увеличению зоны контакта волнообразователя с гибким элементом, что приводит к уменьшению зоны его свободной деформации. За счет уменьшения зоны свободной деформации гибкого элемента, при одинаковых значениях равнодействующей силы уменьшаются значения перемещений наблюдаемых точек элемента.

Подобные экспериментальные результаты получены также для гибких элементов № 2 и № 3.

Графики зависимости w_1 от P , для гибкого элемента №1, для различных геометрических размеров пар полудисков представлены на рис. 7

Следует отметить, что зависимость прогибов гибких элементов от величины нагрузки имеет нелинейный характер, что обусловлено геометрической нелинейностью исследуемых элементов.

Как известно, одним из основных задач экспериментального исследования явилось опытное установление значения параметров нагружения входящих в аналитические выражения описывающие законы нагрузки действующих на гибкий элемент. Поставленная задача достигнута экспериментальным установлением зависимости величины угла контакта волнообразователя с гибким элементом от величина нагрузки и диаметра полудисков.

Для определения угла контакта гибкого элемента с волнообразователем на поверхности полудисков наклеивались градусные шкалы с ценой деления 1° . По этой шкале визуально снимались отсчеты углов контакта полудисков с гибким элементом θ_0 .

В результате экспериментально установлены значения величин углов контакта определяющих конкретный закон типа нагружения, которой используется для реализации аналитического расчета. Анализ указанной зависимости показал, что углы контактов зависят от длины гибкого элемента и диаметра полудисков, с увеличением последних значение углов контакта возрастает.

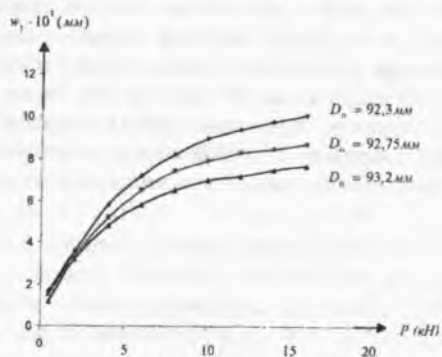


Рис. 7. Прогиб (радиальное перемещение) гибкого элемента № 1 под действием неразведенных полудисков.

В четвертой главе изложены результаты аналитических расчетов равнодействующей нагрузки $P_{теор.}$ на гибкий элемент (№ 1) со стороны волнообразователя для типов нагрузки I и II. Приведен анализ зависимости $P_{теор.}$ от показателя закона нагружения и выбора оптимального ее значения, а также численная реализация определения осевых и окружных нормальных напряжений для всех трех типов гибких элементов с последующим сравнением их с экспериментальными значениями. Угол контакта θ_0 и максимальное радиальное перемещение в направлении действующей нагрузки Δ определялись из эксперимента. Результаты выполненных численных расчетов $P_{теор.}$ и экспериментальные данные $P_{эксп.}$, при соответствующих параметрах нагружения, приведены в таблице 2.

Таблица 2.

θ_0 (град)	$\Delta \cdot 10^3$ (м)	$P_{эксп.} \cdot 10^2$ (кН)	$P_{теор.} \cdot 10^2$ (кН)						
			Нагрузка типа I				Нагрузка типа II		
			$\alpha_1 = 0$	$\alpha_1 = 0,2$	$\alpha_1 = 0,4$	$\alpha_1 = 0,5$	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_1 = 0,25$	$\alpha_1 = 0,5$
20	0,16	50	42,8	43,9	46	49,3	40	40,2	48,6
22	0,14	50	39	40,3	42	46,4	36	36,3	45,7
24	0,12	50	36,4	37,1	39	42,6	32	32,4	41,3
27	0,25	100	78	82,1	89	102,4	69,7	70,4	100,8
29,5	0,23	100	76,6	81,2	90	196,8	67	67,6	105,3
32	0,21	100	75,8	81,1	91	112	63,2	64,1	109,2
35	0,36	200	140,1	152,8	176	235,9	116,8	118,4	234,9
37	0,34	200	140,9	155	184	261	115,2	116,9	262,6
39	0,32	200	142	159	191	297	113	114,1	293,4
40	0,46	300	209	235,2	290	465	166	169	478
42,5	0,43	300	215	246,1	316	586	163,3	169,5	626
45	0,41	300	224	267	350	711	159	170	831

По этим данным проведен анализ зависимости $P_{теор.}$ от показателя вида нагружения α_1 для нагрузок типа I и II. График изменения $P_{теор.}$ от α_1 для $P_{эксп.} = 1$ кН приведен на рис. 8.

Из сравнений вычисленных значений равнодействующей силы $P_{теор.}$ с соответствующими экспериментальными, следует, что наилучшее приближение в случае безмоментной теории имеет место при $\alpha_1 = 0,4$ (нагрузка типа I), а в случае полубезмоментного — при $\alpha_1 = 0,25$ (нагрузка типа II). Таким образом установлено оптимальное значение параметра нагружения α_1 , входящие в аналитические выражения закона нагрузки типа I и II.



Рис. 8. Зависимость теоретической силы P от показателя вида нагружения α_1 . Нагрузка типа – I
 $P_{\text{эсп.}} = 1 \text{ кН}$

Далее, численно реализованы расчеты осевых и окружных нормальных напряжений в гибких элементах № 1 и № 3 по длине цилиндрической и конической частей и произведено сравнение их величин с экспериментальными данными. По результатам расчета построены графики изменения максимальных напряжений в цилиндрической части гибкого элемента №1 (рис. 9) на расстоянии 3,5 см от зубчатого венца.

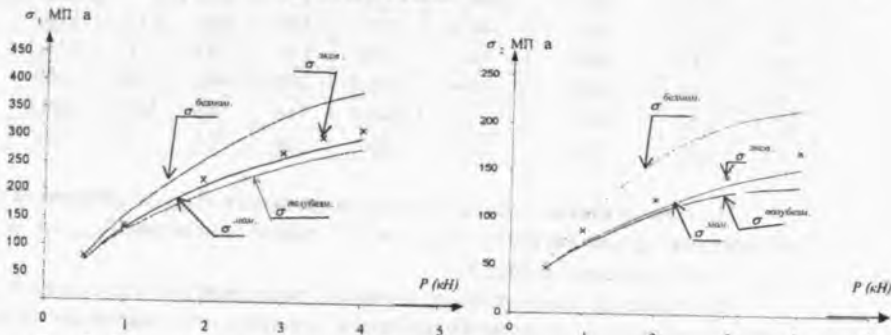


Рис.9. Сравнение продольных (σ_1) и окружных (σ_2) напряжений с расчетными данными по различным теориям.

При этом на основании сравнения аналитических и соответствующих экспериментальных результатов установлено:

- по сравнению с безмоментной теорией, описывающее напряженно – деформированное состояние гибкого элемента, как и следовало ожидать, моментная и полубезмоментная теория расчета тонких упругих оболочек доста-

точно удовлетворительно описывает напряженно – деформированное состояние гибкого элемента даже при значительных прогибах.

При больших прогибах гибкого элемента теоретически найденные окружные напряжения значительно расходятся с экспериментальными данными, что объясняется геометрической нелинейностью оболочки. Осевые напряжения не зависят от уровня прогибов.

- В прочностном отношении наиболее уязвимыми местами конструкции (как цилиндрической так конической формы гибкого элемента) являются сечения вблизи и зубчатого венца.

- При удалении от кромки зубчатого венца осевые и окружные напряжения в гибком элементе уменьшаются.

- При одинаковых длинах гибких элементов, независимо от ее толщины, в сечениях одинаково отстоящих от кромки зубчатого венца уровни окружных и осевых напряжений как в цилиндрической так и конических частях, практически остаются неизменными.

- Экспериментальные данные напряженно – деформированного состояния гибкого элемента для осевых напряжений (как в цилиндрической так и конических частях) достаточно хорошо согласуются с расчетными по сравнению с окружными напряжениями.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Предложен метод оценки напряженного - деформированного состояния герметичного гибкого элемента волновой передачи на основе моментной, полубезмоментной и безмоментной теории тонких упругих оболочек, для различных типов нагружения. При этом разработан способ расчета цилиндрического и конического гибких элементов от действия двух типов нагружения, основываясь на реальных условиях эксплуатации конструкции, с определением величины равнодействующей нагрузки на гибкий элемент.

2. Исследованиями по моментной и полубезмоментной теории тонких оболочек получены результаты, показывающие правомерность принятия за основу полубезмоментную теорию без ущерба точности. Данное решение подтверждается отсутствием продольных изгибов цилиндрических и конических оболочек. При этом в сравнении с безмоментной теорией, используемая в диссертации полубезмоментная теория тонких упругих оболочек более полно отражает изменение напряженно – деформированного состояния (НДС) гибкого элемента.

3. Разработана методика экспериментальной оценки НДС цилиндрического и конического герметичных гибких элементов позволяющих одновременно определить характерные параметры законов погружения при выполнении теоретических расчетов.

4. Экспериментально установлено, что в прочностном отношении опасным является сечения вблизи кромок зубчатого венца. При этом окружные и осевые напряжения уменьшаются по мере удаления от кромки зубча-

того венца как в цилиндрических так и конических оболочках. С увеличением углов контакта гибкого элемента с волнообразователем осевые и окружные напряжения значительно снижаются. В рамках данных конструктивных параметров установлена слабая зависимость напряжений и перемещения от конической и цилиндрической формы оболочки.

5. При больших прогибах гибкого элемента теоретически установленные окружные напряжения, значительно расходятся в сравнении с экспериментальными данными, что объясняется геометрической нелинейностью оболочек. Что же касается осевых напряжений, то они практически не зависят от величины прогибов.

6. Экспериментальные величины осевых напряжений (как в цилиндрическом так и в коническом частях) удовлетворительно согласуются с результатами установленными по полубезмоментной теории тонких оболочек, что согласуется с пунктом 2 данного заключения.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Осмонканов А.М. Характер распределения нагрузки на гибкий элемент и расчетная формула для нее. //Международная научно-практическая конференция// «Состояние и перспективы технико-экономического развития Кыргызстана» - Бишкек: КГУСТА, 2003. С.107 - 115.
2. Осмонканов А.М. Особенности расчета напряженного состояния гибкого элемента волновой передачи с использованием общей теории оболочек. //Проблемы проектирования, строительства и эксплуатации транспортных сооружений в горной местности:// Бишкек: КГУСТА, 2003; С.59 - 65.
3. Абдрахманов С.А., Осмонканов А.М. «Напряженно-деформированное состояние волновых передач при учете зубчатого венца. //Международная научно-практическая конференция// «Состояние и перспективы технико - экономического развития Кыргызстана» - Бишкек: КГУСТА. 2003.- С.102 - 106.
4. Абдрахманов С.А., Осмонканов А.М. «Решение уравнений движения гибкого элемента волновой передачи» //Проблемы естественно – технических наук, информационных технологий и управления на современном этапе. Материалы Междунар. научно – практ. конф. /Кырг. гос. ун – т строит – ва, трансп. иarchit. – Б.: 2003. – С. 292 - 300.
5. Осмонканов А.М. «Напряженно – деформированное состояние гибкого элемента волновой передачи при больших прогибах» //Современные проблемы механики сплошных сред: Вып. - Гидрогазодинамика и экзогенно – геологические процессы природы /Ком. по теорет. и прикл. механике Кыргызстана. – Бишкек. 2004 - С. 112 - 119.
6. Абдрахманов С.А., Осмонканов А.М. «Напряженно – деформированное состояние гибкого элемента в сечениях по длине оболочки» //Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева. Кыргызское

отделение международной академии энергетики им. А. Эйнштейна// Вып. №3, Алматы – Бишкек, 2005 – С. 76 - 80.

7. Картабаев Р.С., Осмонканов А.М. «Экспериментальные исследования напряженно – деформированного состояния гибкого элемента и определение некоторых его основных характеристик» //Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева. Кыргызское отделение международной академии энергетики им. А. Эйнштейна// Вып. №3, Алматы – Бишкек, 2005 – С. 81 - 85.
8. Осмонканов А.М., Картабаев Р.С. Моделирование элементов волновых передач с использованием компьютерных технологий. //Вестник Восточно - Казахстанского Государственного технического университета имени Д. Серикбаева и Кыргызского Государственного университета строительства, транспорта и архитектуры- Усть- Каменогорск //Бишкек, 2005:-С.82 - 88.
9. Осмонканов А.М. Упрощенный подход к расчету напряженно- деформированного состояния гибкого элемента оболочек. //Вестник ТарГУ имени М.Х.Дулати// «Природопользование и проблемы антропоферы» Ежеквартальный научный журнал – Тараз, 2005.-С.99 - 106.
10. Осмонканов А.М. «Расчет равнодействующей нагрузки действующий на гибкий элемент» //Современные проблемы механики сплошных сред: Вып. - Гидрогазодинамика и экзогенно – геологические процессы природы /Ком. по теорет. и прикл. механике Кыргызстана. – Бишкек, 2007.- С. 146 – 151.
11. Абдрахманов С.А., Осмонканов А.М. «Экспериментально – теоретическое исследование деформации гибкого элемента волновой передачи при действии статических нагрузок» //Известия КГУ им. Раззакова №12, - Бишкек, 2007 - С. 197 – 202.

КОРУТУНДУ

Осмонканов Анарбек Модонович

«Статикалык күчтүн аракетиндеги толкундуу бергичтин ийкем элементтеринин деформациясы»

01.02.04-деформациялануучу катуу нерселердин механикасы адистиги боюнча физика-математикалык илимдеринин кандидаттык даражасын алуу үчүн жазылган авторефераты

Негизги сөздөр: толкундуу тишгүү бергич, тишгүү тегерекче, бекем дөнгөлөк, толкундун генераторунун эки толкундуу жылчыксыз бергичи, ийкем дөнгөлөктүн бекемдиги, октук, айланма чыңалуу, деформация, беттешүү бурчу, жүктөлүү мызамы.

Иштин максаты: жылчыксыз толкундуу бергичтин керектүү бекемдигин жана ишенимдүүлүгүн камсыз кылуу максатында, жука серпилгич курчамды жалпы эсептөө теориясынын негизинде, ийкем элементтин чыңалуу-деформациялык абалында илимий негизделген статикалык жолун түзүү.

Аткарылган изилдөөнүн жыйынтыгы боюнча, жука серпилгич курчамдын моменттик, жарым моменттик, жана моменттик эмес теориясынын негизинде толкундуу бергичтин жылчыксыз ийкем элементинин чыңалуу-деформациялык абалын баалоо жолу сунушталган. Ийкем элементке тең аракет кылган жүктүн чоңдугун аныктоо менен, конструкцияны чыныгы шартта эксплуатациялоосуна негизделип, эки түрдөгү жүктүн аракетинен цилиндрик жана конустук ийкем элементтерди эсептөө жолу иштелип чыкты.



РЕЗЮМЕ

Осмонканов Анарбек Модонович

Тема: «Деформация гибких элементов волновых передач при действии статических нагрузок»

❖ на соискание ученой степени кандидата физико – математических наук. 01.02.04 – механика деформируемого твердого тела

Ключевые слова: Волновая зубчатая передача, зубчатый венец, жесткое колесо, двухволновая герметичная передача, генератор волн, прочность гибкого колеса, безмоментная, полубезмоментная и моментная теории, осевые, окружные напряжения, радиальная, касательная нагрузка, деформация, угол контакта, закон нагружения.

Цель работы на основе общей теории расчета тонких упругих оболочек, создание научно – обоснованных статических методов оценки напряженно – деформированного состояния гибкого элемента, с целью обеспечения необходимой прочности и надежности герметичных волновых передач.

По результатам проведенных исследований предложен метод оценки напряженно – деформированного состояния герметичного гибкого элемента волновой передачи на основе моментной, полубезмоментной и безмоментной теории, от действия двух различных типов нагружения. При этом учтены реальные условия эксплуатации конструкции и определены величины равнодействующей нагрузки на гибкий элемент.



Abstract

Osmonkanov Anarbek Modonovich

Dissertation on “**Deformation of flexible elements of wave gear under the effect of static loads**” for the grade of candidate of physical – mathematical sciences.

Specialty: 01.02.04. – mechanics of deformable solid body

Key – words: wave gear, teeth crown, hard wheel, two wave hermetic gear, wave generator, moment, toughness of flexible wheel, half non – moment theory, axis, surrounding tension, radial, tangent load, deformation, point of contact, law of loading.

The aim of the work is to create, on the basis of the general theory of the calculation of thin elastic envelopes science – based static methods to estimate the state of tension and deformation of a flexible element, fully securing the necessary toughness and reliability of hermetic wave gear.

Given the results of the study, a method of estimation of the state of tension and deformation of hermetic flexible element of wave gear was proposed on the basis of moment, half non – moment and non – moment theory of thin elastic envelopes. A method of calculation of cylindrical and conic flexible elements under the effect of two types of loading was elaborated, based on real running conditions of the structure, with different values of resulting load of the flexible element.

Осмонканов Анарбек Модонович

ДЕФОРМАЦИЯ ГИБКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ДЕЙСТВИИ
СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата физико – математических наук

Редактор С.Е. Аксененко
Подписано в печать 21.02.08 г.
Формат 60 x 84 1/16 Объем 1,0 уч.-изд. л.
Тираж 100 шт. Заказ. 841.

720020 г. Бишкек, ул. Малдыбаева, 34,б,
Кыргызский государственный университет
строительства, транспорта и архитектуры