

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**



К.С. Заболотный
А.Л. Жупиев
М.А. Рутковский

**РАЗРАБОТКА ТЕОРИИ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ БАРАБАНОВ
ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН**

Монография

Днепропетровск
НГУ
2016

УДК 622.673.1:621.778.27

ББК 34.4

312

Рекомендовано до друку вченою радою ДВНЗ «Національний гірничий університет» (протокол № 5 від 22 грудня 2015).

Рецензенти:

І.В. Бельмас, *д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри технології машинобудування Дніпродзержинського державного технічного університету;*

В.П. Надутий, *д-р техн. наук, проф. кафедри гірничих машин та інжинірингу Державного ВНЗ «НГУ», завідувач відділу механіки машин і процесів переробки мінеральної сировини Інституту геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова Національної академії наук України.*

Заболотный К.С.

312 Разработка теории расчета и конструирования цилиндрических барабанов шахтных подъемных машин: монография / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д. : НГУ, 2016. – 166 с.

ISBN 988–966–350–591–6

Изложены результаты решения научной задачи, состоящей в обосновании и разработке метода определения расчетных нагрузок при намотке каната на цилиндрический барабан шахтных подъемных машин, учитывающего влияние геометрических и жесткостных характеристик его подкрепленной конструкции и изменение возникающих там напряженно-деформированных состояний под действием витков каната. Впервые доказано, что, определив средние величины напряжения в конструктивно-ортотропной оболочке барабана ШПМ, можно выбрать данные для последующего уточненного расчета его параметров по методу МКЭ.

Для студентов, преподавателей, инженерно-технических, научных работников и проектировщиков, занятых в сфере тяжелого машиностроения.

Викладено результати досліджень, що полягають в обґрунтуванні та розробці методу визначення розрахункових навантажень при намотуванні канату на циліндричний барабан шахтних підймальних машин з огляду на вплив геометричних і міцнісних характеристик його підкріпленої конструкції та на зміну напружено-деформованого стану, який там виникає під дією витків канату. Уперше доведено, що, визначивши середні значення напружень у конструктивно-ортотропній оболонці барабана, можна вибрати дані для подальшого уточненого розрахунку його параметрів методом МСЕ.

Для студентів, викладачів, інженерно-технічних працівників, науковців та проєктувальників, зайнятих у сфері важкого машинобудування.

УДК 622.673.1:621.778.27

ББК 34.4

ISBN 988–966–350–591–6

© К.С. Заболотний, О.Л. Жупієв,
М.О. Рудковський, 2016

© ДВНЗ «Національний гірничий університет», 2016

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1. Анализ состояния вопроса и постановка научной задачи	8
1.1. Актуальность технической проблемы.....	8
1.2. Анализ методов расчета параметров барабана ШПМ	17
1.3. Определение цели и научной задачи исследования	29
2. Разработка метода определения расчетных нагрузок при намотке каната на цилиндрический барабан подъемника	31
2.1. Постановка задачи.....	31
2.2. Разработка математической модели намотки каната на барабан ШПМ	33
2.3. Построение математической модели деформирования подкрепленного барабана ШПМ	43
2.4. Разработка физической модели профилированного подкрепленного барабана	50
2.4.1. Определение погрешности НДС, возникающего в барабане с кольцевыми канавками	52
2.4.2. Построение физической модели обечайки барабана ШПМ	55
2.4.3. Построение физических моделей подкреплений барабана в виде дискретных кольцевых пружин сжатия и кручения	80
2.5. Постановка алгоритма определения расчетных нагрузок, возникающих в барабане ШПМ	84
2.6. Выводы к разделу 2	86
3. Лабораторные исследования достоверности методов определения нагрузок в барабане ШПМ	88
3.1. Постановка задачи.....	88
3.2. Моделирование процесса намотки каната на лабораторной установке	89

3.2.1. Обоснование параметров лабораторной установки	89
3.2.2. Определение значений прогиба обечайки барабана на лабораторной установке	96
3.2.3. Определение значений прогиба обечайки барабана ШПМ расчетным путем	102
3.2.4. Оценка погрешности вычислений	106
3.3. Обоснование выбора совокупности расчетных параметров исследования на примере барабана подъемной машины ЦР – 6×3,4/0,6.....	108
3.4. Выводы к разделу 3	127
4. Разработка инженерной методики расчета и конструирования цилиндрических барабанов ШПМ.....	129
4.1. Постановка задачи.....	129
4.2. Алгоритм разработки инженерной методики.....	129
4.3. Выводы к разделу 4	137
5. Исследование влияния параметров барабана ШПМ на возникающие там напряженно-деформированные состояния.....	138
5.1. Постановка задачи.....	138
5.2. Анализ влияния расположения лобовины барабана на величину максимальных напряжений	138
5.3. Исследование влияния шпангоутов на возникающие в оболочке барабана напряжения	144
5.4. Анализ влияния радиальной жесткости лобовины на максимальную интенсивность напряжений	145
5.5. Конструктивное обеспечение снижения радиальной жесткости лобовины барабана ШПМ	147
5.6. Выводы к разделу 5	150
Общие выводы.....	152
Список использованных источников	155

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность освещаемой в настоящей монографии темы можно объяснить, прежде всего, огромной важностью перемещения подземных грузов на поверхность. Известно, что основным средством тут выступают шахтные подъемные установки.

Именно эти сложные агрегаты связывают подземные выработки шахты с дневной поверхностью. При этом ключевой частью каждого из них является шахтная подъемная машина (ШПМ). В современных условиях это наиболее энергоемкое и энергозатратное стационарное оборудование на шахте. Например, мощность электропривода такой машины может превышать 2000 кВт. На шахтах угольной и на рудниках горнорудной промышленности чаще всего используют подъемную машину, оснащенную цилиндрическими барабанами. Ведь наиболее крупные современные отечественные барабанные ШПМ могут обеспечить полезную грузоподъемность до 35 т с глубины до 1000 м, развивая скорости подъема до 20 м/с. Цилиндрический барабан как исполнительный орган ШПМ призван воспринимать высокие статические и динамические нагрузки. Вот почему к его конструированию чаще всего выдвигают особые требования. К примеру, европейские производители ШПМ применяют барабаны относительно простых конструкций, как правило, гладкие литые, толщина обечайки которых достигает 160 мм. В отечественной практике принято повышать прочность и жесткость барабанов с помощью различного вида подкреплений (косынок, ребер, шпангоутов). Таким образом, украинские производители выпускают ШПМ, барабаны которых имеют более сложную сварную конструкцию, но обладают значительно меньшей массой по сравнению с зарубежными аналогами, а толщина обечайки этих объектов не превышает 55 мм. Понятно, что, с одной стороны, имеет место существенное конкурентное преимущество отечественных ШПМ, но в то же время возникает проблема корректной установки барабанных подкреплений, с которой постоянно сталкиваются проектировщики. В случае неудачи проведения подобных операций сварные барабаны могут сокращать срок службы по сравнению с импортными аналогами. А между тем, правильно расчи-

танные параметры и удачно определенная конструкция барабана, а также условия его эксплуатации во многом определяют ресурс механической части подъемной машины.

Как свидетельствует практика, в процессе эксплуатации этих установок могут возникать такие неисправности органов навивки: деформация обечайки, скрип барабана, трещины в обечайке, стук барабана во время работы, повышенное осевое смещение вала, соскальзывание каната с поверхности барабана, износ его незакрепленной ступицы.

Вопросами совершенствования конструкции барабанов ШПМ в свое время занимались многие известные ученые, в частности Б.И. Давыдов [17], Б.С. Ковальский [18], З.М. Федорова [85–92], А.П. Нестеров, Ф.Л. Шевченко [96 – 98], В.И. Дворников [18, 19], В.И. Самуся, К.С. Заболотный [27 – 31], Н.М. Фидровская [93]. Решение этих вопросов отражено в целом комплексе разработанных упомянутыми специалистами методических рекомендаций. Содержащиеся в литературных источниках методики поверочных расчетов работы барабанов ШПМ носят оценочный характер. Зачастую этих данных недостаточно, чтобы оптимизировать конструкцию барабана. Вот почему в развитие существующих методов было решено применить приемы структурной оптимизации проектирования. Например, суть методики Заболотного К.С. состоит в построении упрощенной обобщенно-параметрической модели барабана ШПМ с последующей оптимизацией ее параметров и внесении соответствующих изменений в конструкцию данного объекта. В процессе реализации данного подхода возникла необходимость разработки эффективного метода определения расчетных нагрузок, действующих на барабан. При этом должны быть учтены влияния геометрических и жесткостных характеристик конструктивных подкреплений барабана, а также изменение его напряженно-деформированного состояния (НДС) под воздействием витков каната. Таким методом был признан вычислительный алгоритм (АРМ конструктора), применение которого на базе математических моделей деформирования подкрепленного барабана и намотки каната дает возможность рассчитывать параметры работы указанных объектов и проектировать рациональные конструкции рабочих органов ШПМ. Учитывая изложенное, целью

исследований, рассмотренных в настоящей монографии, является решение весьма актуальной научной задачи.

Авторы монографии имели целью определить влияние геометрических и жесткостных характеристик подкрепленной конструкции барабана, а также проследить изменение его напряженно-деформированного состояния под воздействием витков каната в плане разработки метода вычисления расчетных нагрузок, создания инженерной методики определения параметров работы названных объектов и проектирования рациональных конструкций рабочих органов ШПМ.

1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА НАУЧНОЙ ЗАДАЧИ

1.1. Актуальность технической проблемы

В процессе решения весьма важных для нашего времени вопросов, посвященных разработке новых методов проектирования перспективных горных машин, авторы сосредоточили внимание на шахтных подъемных машинах как основной части шахтной подъемной установки. Практика подземной добычи полезных ископаемых подтверждает особое значение ШПМ в непрерывности производства. Так, вынужденный останов подъемной машины является причиной фактического прекращения работы в шахте, принося огромные убытки. Это определяет высокие требования к техническому уровню подъемных машин и качеству их изготовления.

В условиях современного рынка горной техники шахтные подъемники отечественного производства уступают зарубежным аналогам по качеству, надежности и стоимости. Высокая металлоемкость, низкая по сравнению с импортными аналогами долговечность, все это не позволяет нашим подъемникам конкурировать на внешнем рынке. Европейские производители, как правило, оснащают ШПМ барабанами относительно простых конструкций. Зачастую они гладкие литые, с толщиной обечайки, не превышающей 160 мм.

Чтобы уменьшить влияние имеющихся конструктивных недостатков на работу ШПМ, отечественные специалисты вынуждены повышать прочность и жесткость барабанов за счет различного вида подкреплений (косынок, ребер, шпангоутов). В результате, барабаны отечественных подъемников представляют собой довольно сложные сварные конструкции, в то же время они значительно легче зарубежных аналогов, имея при этом обечайку не толще 55 мм.

Как было отмечено выше, современные ШПМ являются наиболее мощным из всего стационарного шахтного оборудования. Так, электропривод подъемной машины может иметь мощность от 1000 до 2000 кВт. При этом он

потребляет до 40 % всей электроэнергии, которую расходуют на шахте. К тому же подъемную машину устанавливают на весь срок эксплуатации шахты, причем масса этого оборудования может составлять от 20 до 300 т.

Поднимаемые машинами сосуды движутся в стволе со скоростью 15 – 20 м/с (54 – 72 км/час). Примерно такую же скорость развивает железнодорожный состав. Но поскольку в первом случае движение ограничено коротким расстоянием (равным длине шахтного ствола), то подъемные машины должны иметь весьма надежную систему управления и безотказно действующие тормозные устройства.

В работе шахт и рудников чаще всего используют ШПМ, оснащенные цилиндрическим или бицилиндроконическим барабаном.

Наиболее мощные из современных отечественных барабанных подъемных машин могут обеспечить полезную грузоподъемность до 35 т, перемещающая материалы с глубины до 900 м и развивая скорость до 14 м/с.

За последние 35 лет в украинском Донбассе глубина шахтных стволов достигла 1200 – 1500 м, для сравнения, на шахтах ЮАР этот показатель составляет 3000 – 4200 м. Одновременно грузоподъемность сосудов ШПМ на угольных шахтах равна 35 т, а на железорудных карьерах – 50 т, причем движутся сосуды со скоростью не менее 16 м/с. К тому же мощность электропривода подъемников в отдельных случаях может достигать 6000 – 10000 кВт.

Из опыта работы новых угольных шахт ФРГ известно, что там скорость движения скипов достигает 20 м/с. И если в 1950 г. грузоподъемность этих сосудов не превышала 12 т, то к 1985 г. она увеличилась вдвое, а сейчас достигает 35 т. Аналогичная тенденция развития подъемного транспорта наблюдается и в других странах.

Было отмечено, что канатоемкость бицилиндроконических барабанов (БЦК), которыми оснащены отечественные подъемники, повысить очень сложно. По этой причине они значительно уступают машинам с цилиндрическими барабанами (Ц), что касается многих рабочих и физических парамет-

ров (маховый момент, масса машины и пр.). Оказалось, что эти подъемники не могут успешно конкурировать и с машинами типа ЦР (сокращено от названия цилиндрического разрезного барабана).

В то же время современные проектировщики разрабатывают подъемные машины грузоподъемностью 75...100 т, а также машины, которые могут работать на очень глубоких шахтах.

Будучи основным видом транспорта, связывающим подземные выработки шахты с дневной поверхностью, подъемные установки играют важнейшую роль в технологии добычи полезных ископаемых.

Любая ШПМ включает такие объекты: главный вал с органом навивки, механизмом перестановки и коренными подшипниками; тормозное устройство; соединительные муфты; редуктор; электропривод; аппаратура управления, защиты и блокировки.

Орган навивки (барабан) является самым важным элементом подъемной машины, поскольку воспринимает высокие статические и динамические нагрузки. От того, насколько будут правильно рассчитаны его параметры и удачно разработана конструкция, а также приняты во внимание условия эксплуатации, во многом зависит ресурс использования механической части подъемной машины.

Как отмечено Федоровой З.М. [84 – 91], барабан – это наиболее массивный и тяжело нагруженный узел подъемной машины, представляющий собой замкнутую цилиндрическую оболочку, подкрепленную кольцами жесткости. Каждый цилиндрический барабан имеет такие конструктивные элементы:

- обечайка, то есть профилированная цилиндрическая оболочка, которая прикреплена к ободу лобовин и предназначена для навивки каната;
- лобовина, представляющая собой совокупность круглых дисков, которые формируют боковые стенки барабана с круглыми отверстиями для монтажа и центральным отверстием, соединенным со ступицей;
- подкрепления – тонкостенные тела (косынки, ребра, шпангоуты), которые увеличивают жесткость барабана в осевом и кольцевом направлениях;

– ступицы, наглухо соединенные с валом при помощи шпонок на заклиненных барабанах и свободно сидящие на переставных.

Исторически сложились два принципиальных направления в конструкциях барабанов ШПМ, которые сохранились и по сей день: западное – литые конструкции и отечественное – сварные.

Литые барабаны получили наибольшее распространение на горных предприятиях США и стран Европы. Толщина обечайки стальных литых барабанов достигает 160 мм, за счет чего они обладают достаточной жесткостью, прочностью и долговечностью, но при этом имеют очень большую массу и высокий маховый момент по сравнению со сварными барабанами.

Сварные барабаны производят на Новокраматорском машиностроительном заводе (НКМЗ). С учетом технологических соображений обечайки сварных барабанов изготавливаются толщиной до 55 мм, что обеспечивает меньшую массивность по сравнению с литыми, но вызывает необходимость компенсировать недостатки конструкции за счет добавления различных подкреплений. Установку последних осуществляют, согласуя с расчетами интенсивности напряжений.

Наиболее простыми по конструкции являются двухбарабанные подъемные машины типа 2Ц, у которых каждый канат наматывается на отдельный барабан. Обозначим канат, поднимающий полезный груз, рабочим, а в противном случае будем называть его холостым. С точки зрения теории оболочек такие барабаны являются тонкими и длинными, поскольку их параметры соответствуют таким зависимостям:

$$\frac{l}{R} \cdot \beta = 1,31 \frac{l}{R} \cdot \sqrt{\frac{R}{h}} = 8 \dots 20 > 1,5\pi; \quad \frac{R}{h} = 60 \dots 80,$$

где R – радиус оболочки; h – толщина; l – ширина; β – безразмерный параметр, определяющий тонкостенность оболочки.

Разрезной цилиндрический барабан ШПМ типа ЦР, в отличие от установок типа 2Ц, состоит из двух частей, заклиненной и переставной. Чтобы

представить строение сварного барабана, на рис. 1.1 показан общий вид и разрез цилиндрического разрезного барабана машины ЦР-6×3,4. В барабане имеется механизм перестановки, при помощи которого переставную часть барабана отсоединяют от вала машины для регулировки длины каната, выполняемой при смене горизонтов, а также, когда нужно вытянуть канат и обрубить его для испытаний. Механизм перестановки может располагаться как с внешней стороны переставной части, так и находиться внутри барабана.

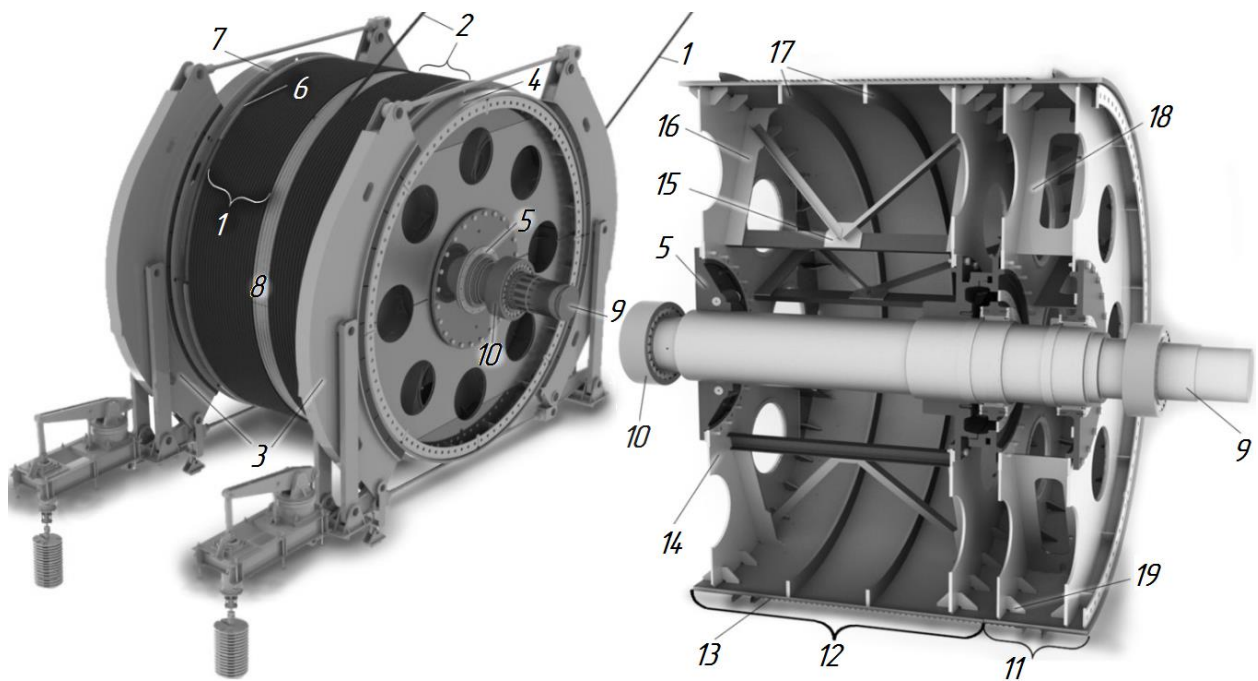


Рис. 1.1. Общий вид и разрез барабана ШПМ типа ЦР:

- 1 – рабочий канат; 2 – холостой канат; 3 – тормозные колодки;
 4 – тормозные поля; 5 – ступицы; 6 – малая реборда; 7 – большая реборда;
 8 – обечайка; 9 – вал; 10 – подшипники; 11 – переставная часть барабана;
 12 – заклиненная часть барабана; 13 – винтовая канавка; 14 – лобовины;
 15 – швеллеры с подкосами; 16 – ребра заклиненной части; 17 – шпангоуты;
 18 – ребра переставной части; 19 – косынки

И переставная 11, и заклиненная 12 части барабана по наружной поверхности имеет винтовую нарезку под канат 13. Нижний канат 2, закрепленный на заклиненной части барабана, может навиваться только до разреза, т. е. до переставной части. Верхний канат 1, закрепленный на переставной части ба-

рабана, переходит через разрез. Этот канат может быть холостым, а нижний – рабочим, либо наоборот: верхний – рабочим, нижний – холостым. Чаще применяется первый вариант использования канатов.

Машины типа ЦР оснащаются двумя тормозами 3, которые действуют на поверхности трения 4. Они расположены с наружных сторон заклиненной и переставной частей барабана, являясь при этом продолжением обечайки.

Обечайка 8 машины типа ЦР, имеет форму цилиндра, вальцованного из толстолистового металла, на внешней поверхности которого предварительно нарезана винтовая канавка для укладки подъемного каната. Лобовины 14 соединяются с коренным валом 9 двумя его внешними и двумя внутренними ступицами 5 при помощи болтов. Лобовины присоединяются с помощью сварных швов к обечайке.

Как уже упоминалось, данный тип барабанов нуждается в повышении жесткости. Большинство из них подкрепляют, устанавливая сплошные распорные кольца из двутаврового профиля, а также из листового либо углового металла (так называемые шпангоуты или кольцевые ребра). Для разгрузки сварных швов между обечайкой и лобовинами с внутренней поверхности приваривают косынки 13. Увеличение жесткости обечайки и поверхности между отверстиями лобовин происходит путем приваривания ребер 17 (прямоугольных либо имеющих криволинейный переход).

В процессе работы разрезного барабана (в отличие от применения двух барабанов) происходит одновременная намотка рабочего и размотка холостого канатов. Между канатами обеспечивается промежуток, соответствующий расстоянию трех–пяти витков, чтобы канаты не пересекались во время работы. К тому же, от переставной части на заклиненную канат попадает в нарезанный желобок, что происходит за счет увеличения шага последнего витка переставной части барабана. Пересекая разрез, канат перемещается на участок заклиненной части барабана и сваливается в фасонный участок первого желобка, а прижимаясь к его кромке, переходит в обычный желобок заклиненной части. Одним из основных отличий конструкции разрезных бараба-

нов от остальных является использование консольного участка, на который наматывается канат.

Как видим, барабан подъемной машины – это весьма сложный технический объект с большим количеством конструктивных элементов, которые обеспечивают передачу нагрузки от канатов и тормозов.

Сравнительно небольшая масса отечественных барабанов ШПМ, с одной стороны, является существенным конкурентным преимуществом, но, в то же время, эффективное подкрепление этих объектов представляет собой сложную техническую задачу, которую постоянно приходится решать проектировщикам. Так, в случае неудачной установки подкреплений сварные барабаны выходят из строя быстрее импортных аналогов.

Одним из примеров неудачно спроектированной конструкции является барабан ЦР-6×6,4/1,8 скиповой ШПМ, изготовленный на ПАО «НКМЗ». С 2003 г. его эксплуатируют на Тишинском руднике ОГОК в Казахстане. В процессе работы наблюдался преждевременный износ устройства. Например, в течении всего срока его службы ежегодно разрушались сварные швы косынок и ребер жесткости, так что возникала потребность в ремонте металлоконструкций барабана. Кроме трещин, в сварных швах имел место сильный износ обечайки (до 56 %), в частности по впадинам нарезки в местах воздействия на обечайку одновременно набегающей и сбегающей ветвей каната. Таким образом, из-за износа обечайки и подкреплений эксплуатация барабана ЦР-6×6,4/1,8 была прекращена в 2013 году после десяти лет службы вместо положенных двадцати пяти лет.

Этапы износа барабана отражены в табл. 1.1.

Методики прочностного расчета номинальных напряжений с использованием характеристик машины не предусматривают учета многих факторов, например, местную механическую напряженность, длительность, повторяемость и нестационарность эксплуатационных режимов, исходную и развивающуюся дефектность, действие рабочих сред, изменение структуры и свойств материалов и т. д.

Этапы износа барабана ЦР-6×6,4/1,8, установленного в 2003 г.
на Тишинском руднике

Дата	Результаты ремонтных работ и обследований
2004	Выполнен ремонт 6 трещин барабана
2007	Выполнен ремонт металлоконструкций барабана: <ul style="list-style-type: none"> • сварка швов соединения ребер жесткости из швеллера № 18 в количестве 7 шт. • сварка швов соединения косынок усиления приводного барабана в количестве 50 шт. • сварка швов соединения косынок трапецеидальной формы для усиления барабана в количестве 6 шт.
2008	Выполнен ремонт металлоконструкций барабана: <ul style="list-style-type: none"> • сварка швов соединения ребер жесткости из швеллера № 18 в количестве 12 шт. • сварка швов соединения косынок усиления приводного барабана в количестве 15 шт. • усиление швов сварного соединения косынок в количестве 4 шт.
2009	Проварка швов 36 косынок, 12 ребер жесткости
2010	Проварка швов 54 косынок, 15 ребер жесткости
2011	Ремонт металлоконструкций барабана: <ul style="list-style-type: none"> • удаление сварных швов, имеющих трещины, разделка трещин на основном металле • проварка швов 57 косынок , 17 ребер жесткости
2012	В результате магнитопорошкового контроля и ультразвукового обследования в сварных швах соединения ребер жесткости и косынок усиления барабана обнаружены прогрессирующие трещины с переходом в основной метал обечайки барабана в местах предыдущих ремонтов, обследование износа ручьев обечайки не показало критических отклонений
2013	По результатам обследования установлено, что из общего количества витков нарезки (90 шт.) износ имеют 29 шт. (26 % от общего количества). Определен фактический износ таких элементов по впадинам нарезки: первой обечайки (слева) в допуске от 2,5 до 10 %; второй обечайки не в допуске от 40 до 56 %; третьей обечайки в допуске от 2,5 до 10 %. Согласно прочностным расчетам остаточная толщина стенки должна быть не менее 16,98 мм, фактически она составляет 19,1 мм. Учитывая, что среднегодовая скорость износа обечайки равна 2 мм, ориентировочный срок службы барабана составит 1,2 года

По мнению специалистов ПАО «НКМЗ», которые осмотрели изношенную обечайку и барабан с наружной и с внутренней стороны, критический износ был вызван следующими причинами:

1. Повышенной вибрацией каната, вследствие увеличения длины его струны до 93 м по отношению к среднестатистической 65 м; радиального и торцевого биения копровых шкивов; радиального биения поддерживающих роликов на тросоподдерживающей мачте.

2. Интенсивным износом в местах воздействия на обечайку одновременно набегающей и сбегающей ветвей каната (см. рис. 1.2).

3. Ослаблением контроля выполнения регламентных работ со стороны персонала Тишинского рудника и цеха по ремонту оборудования РГОП ТОО «Казцинк Ремсервис».

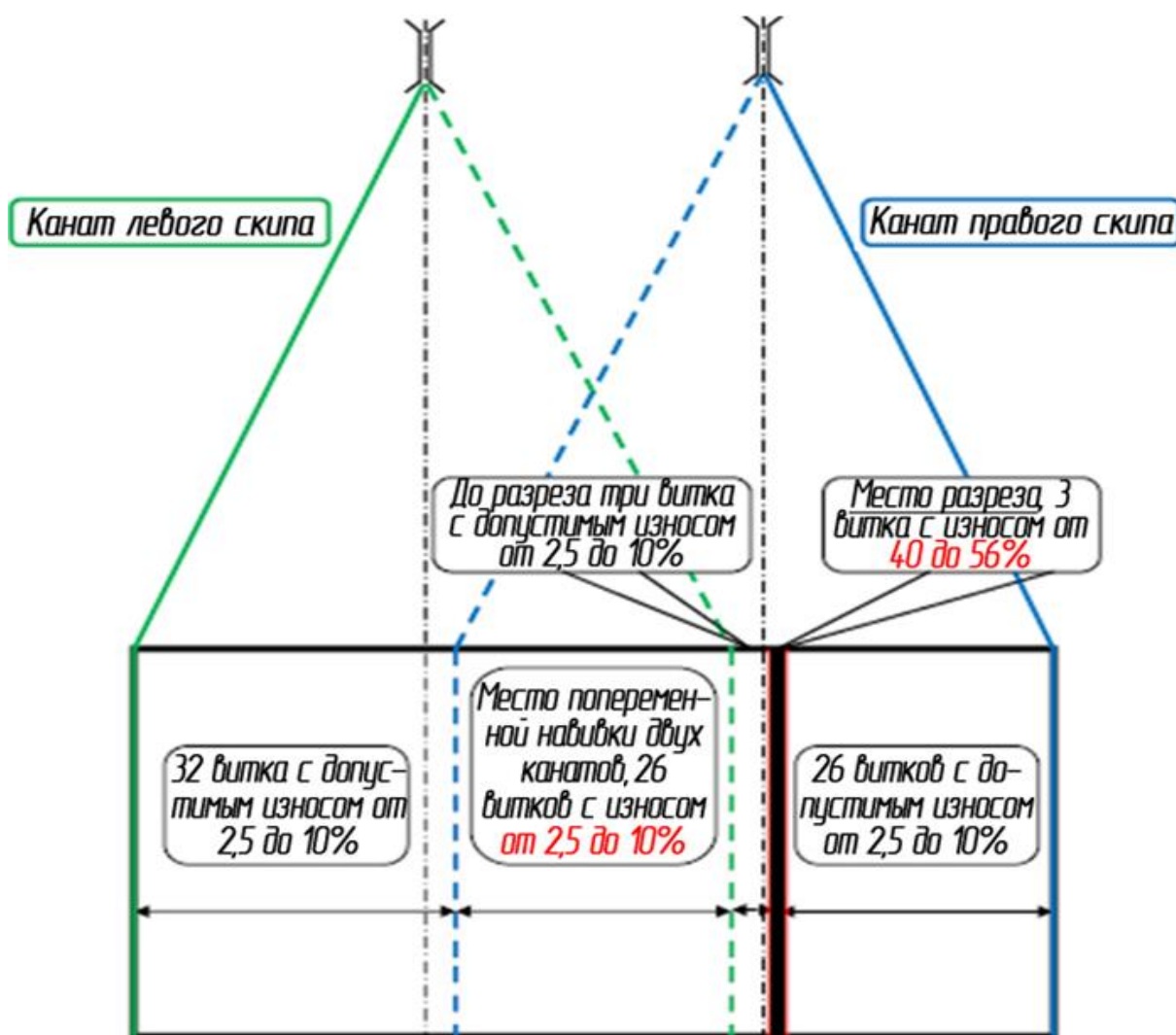


Рис. 1.2. Схема расположения изношенных впадин нарезки барабана

Исследования выявили наиболее распространенные неисправности органов навивки [6], это деформация обечайки, скрип барабана, трещины в обечайке, стук в барабане во время работы, повышенное осевое смещение вала, соскальзывание каната на барабанах подъемных машин, износ незакрепленной ступицы.

1.2. Анализ методов расчета параметров барабана ШПМ

Занимаясь исследованием шахтных подъемников, Б.И. Давыдов, Б.С. Ковальский, Ф.Л. Шевченко, З.М. Федорова, А.П. Нестеров, В.И. Дворников, В.И. Самуся, К.С. Заболотный, Н.М. Фидровской [17, 18, 27 – 31, 44, 92] разработали целый комплекс методических рекомендаций по выбору рациональных параметров подъемных установок, в частности, барабанов ШПМ. Но из-за сложности объекта проектирования использование данных наработок не позволяет достичь необходимых результатов.

С учетом величины радиуса барабана применяют различные конструкции лобовин: литые (для небольших размеров) и сварные (для больших). К тому же при увеличении размеров лобовины для обеспечения большей равномерности распределения напряжений и деформаций в ней повышают количество отверстий от двух до шести и восьми.

Барабан ШПМ подвержен влиянию таких факторов: распределенной на часть его ширины канатной нагрузки; сосредоточенных сил воздействия канатов; распределенного под некоторым углом тормозного усилия; крутящего и изгибающего моментов, вызванных разностью натяжений канатов, весом скипов, груза и вала.

Вследствие приведения в действие тормоза усилие воспринимает в основном лобовина, а из нагрузок, действующих на обечайку, превалирует канатная. Поскольку радиальная жесткость лобовины во много раз больше радиальной жесткости обечайки, то достаточно определить такие показатели барабана:

- 1) жесткость лобовины на изгиб;

2) напряжения в обечайке и распределенную перерезывающую силу, которая воздействует на лобовину, рассматривая при этом обечайку как балку на упругом основании, находящуюся под воздействием равномерной поперечной нагрузки, к тому же учитывают предыдущий показатель;

3) напряжения в лобовине, возникающие от совместного действия тормозных усилий и давления обечайки (причем можно считать усилия равномерно распределенными по ободу лобовины).

Своеобразным итогом практики расчета показателей работы барабанов ШПМ по изложенной схеме явилась книга Б.И. Давыдова [17].

Б.А. Морозов [40, 41] и Б.Г. Климов [33, 34] исследовали влияние лобовин и кольцевых ребер жесткости на величину напряженного состояния оболочки барабана ШПМ, принимая во внимание снижение натяжения каната в результате уменьшения радиуса оболочки под ним при последующей намотке. В процессе исследований лобовины были определены как конструкции, которые состоят из невзаимодействующих спиц в виде консольных балок, которые жестко заделаны в ступицы, а их края испытывают воздействие махового момента.

Упомянутые авторы попытались в своих расчетах учесть наличие приваренной кольцевой полосы или косынок к оболочке в месте крепления их к лобовине. Известно, что эти приспособления способны снизить изгибающие напряжения в оболочке барабана.

К тому же было установлено, что, если при различных конструктивных особенностях лобовины ее радиальная жесткость во много раз выше того же самого приведенного параметра обечайки (поэтому в расчете показателей обечайки радиальную жесткость лобовины принимают бесконечно большой), то жесткость на изгиб в обоих элементах вполне соизмерима.

Исследования показали, что в бесконечной оболочке, равномерно нагруженной внешним давлением, возникает безмоментное напряженно-деформированное состояние (НДС), в котором доминируют равномерно распределенные по толщине оболочки h сжимающие напряжения. Их можно определить

следующим образом: $\sigma^* = q \cdot R/h$, здесь канатное давление $q = P_k/(R \cdot t)$, в свою очередь t – шаг намотки каната; P_k – его натяжение.

Между тем, в оболочке полубесконечной обечайки, шарнирно соединенной с лобовиной, максимальные приведенные напряжения $\sigma_{np}^{\max} = 1,27\sigma^*$. При этом расстояние от края обечайки $\chi^* = 1,13\sqrt{R \cdot h}$, а в случае ее жесткой заделки $\sigma_{np}^{\max} = 1,82\sigma^*$. В этих условиях, изменяя конструкцию лобовины, можно в достаточно широком диапазоне влиять на величину максимальных напряжений в оболочке.

Б.А. Морозов пришел к выводу, что в полубесконечной цилиндрической обечайке, в условиях, когда коэффициент жесткости лобовины на изгиб $k_t > 0,65$, напряжения резко возрастают. Значение параметра k_t определяют из следующего соотношения:

$$k_t = \frac{1}{2\beta_1 \frac{D}{c_{л}} + 1},$$

где D – жесткость обечайки на изгиб; $c_{л}$ – жесткость лобовины на изгиб; β_1 – коэффициент характерной длины обечайки. Здесь

$$\beta_1 = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2 \cdot h^2}}, \quad D = \frac{E \cdot h^3}{12(1-\mu^2)}.$$

Поскольку жесткость на изгиб в основном определяется высотой ребер, целесообразно выбирать такие геометрические размеры последних, чтобы, с одной стороны, лобовина выдерживала заданную равномерную радиальную нагрузку от совместного действия тормозов и обечайки, а с другой стороны, чтобы ее жесткость на изгиб была сравнительно небольшой.

Метод определения параметров барабана, разработанный А.Н. Духовным [21, 24], предусматривает, что функцией формы обечайки является прогиб сплошного безреберного круглого диска. Это подходит только для изучения лобовин без отверстий и с достаточно частым расположением ребер.

В исследованиях Л.Н. Дядык [25] при определении влияния ребер барабана на создание условий совместности деформаций рассмотрены только нормальные силы взаимодействия, которые удовлетворяют это условие точно. Такой подход, с одной стороны, требует численного решения бесконечной системы алгебраических уравнений на ЭВМ, а с другой – результаты решения далеки от точности, в частности, это касается участков рядом с ребрами. К тому же метод не предусматривает оценки полученной погрешности.

Большой объем исследований по усовершенствованию метода расчета параметров барабанных и многоканатных подъемных машин был осуществлен под руководством Ф.Л. Шевченко [95 – 97]. Полученные результаты позволяют утверждать, что с погрешностью не более 8 % можно пренебречь силами трения витков, неравномерностью движения груза, а в условиях однослойной намотки каната с погрешностью 11 % возможно не учитывать ослабление давления канатов, вызванное их деформацией вместе с оболочкой. Оказалось также, что необходимо учитывать податливость на изгиб литых лобовин всех существующих конструкций, а заодно их радиальную податливость. Последний параметр в расчете сварных лобовин рекомендовано не учитывать. Ф.Л. Шевченко, учитывая применение ребер в сварных лобовинах и рассчитывая их влияние методом, аналогичным предложенному Л.Н. Дядык, приходит к выводу о том, что при определении условий сопряжения обечайки с лобовиной можно пренебречь неосесимметричной составляющей углов поворота последней. К тому же, отмечено незначительное (до 9 %) уменьшение жесткости лобовины при наличии круговых отверстий, а применение радиальных ребер увеличивают ее жесткость почти в 30 раз. Если же ребра не приваривать к обечайке, то жесткость уменьшается на 79 %.

В названных источниках содержатся важные выводы о работе барабанов подъемных машин рассмотренных авторами конструкций, а именно:

- 1) если геометрические параметры оболочки подходят для барабанов подъемных машин, то потеря устойчивости этих устройств невозможна в

пределах допустимых напряжений [85], из-за чего установка промежуточных кольцевых ребер жесткости только ухудшает работу конструкции;

2) применение трубы жесткости тоже приводит к ухудшению работы барабана ШПМ [85];

3) для достижения желаемого эффекта достаточно смонтировать внутренние радиальные ребра жесткости на лобовинах барабана [85];

4) основной нагрузкой на барабан оказалось равномерное давление навивающегося каната (все остальные нагрузки вызывают напряжения ниже расчетных в барабане);

5) в жестко закрепленной оболочке барабана расчетный изгибающий момент втрое больший, чем в шарнирной, присоединенной к лобовине;

6) кососимметричное нагружение барабана под воздействием натяжения каната и массы конструкции обязательно учитывают при определении рабочих параметров вала и лобовин, одновременно не принимают во внимание деформацию вала, в расчете оболочки барабана его лобовины считают жестко закрепленными, несмещающимися в местах сопряжения с валом [30, 95 – 97].

Общий недостаток всех рассмотренных выше методик в определении рабочих показателей расчета барабанов состоит в невозможности точной оценки взаимодействия ребер и диска лобовины, а также использование для расчета в качестве базовых подкреплений лобовин в виде ребер простой формы. Таким образом, если барабаны ШПМ снабжены коробчатыми усилениями обечайки, лобовины и реборды, то упомянутые методы расчета непригодны.

Вопросы выбора и расчета параметров футеровки барабана подробно рассмотрены в работах А.Л. Жупиева, В.В. Франчука [93], где особое внимание уделяется изучению интенсивности напряжений в капроновой футеровке при контакте с канатом.

Здесь применяли теорию плоских деформаций, а канат рассматривали как абсолютно твердое несжимаемое тело прядевой и проволочной структуры, в котором не учитывали параметр жесткости на изгиб и кручение. При этом канат был смоделирован как материальная точка в месте его геометри-

ческой оси, нагруженной контактной силой и соединенной с упругой футеровкой барабана дискретными пружинами. Жесткость пружин определяли путем решения задачи Герца – Беляева с учетом кривизны проволочек каната. Здесь нашел применение вариационно-разностный метод дискретизации определения параметров, а для решения полученной системы уравнений полезной оказалась модификация метода последовательной верхней релаксации. Результаты расчетов показали, что эквивалентные касательные напряжения в капроновой футеровке барабана, достигающие своего максимального значения в зоне контакта последней с проволочками троса, превышают допустимые напряжения на растяжение (сжатие). В остальной части гребешка они незначительны.

Недостаток применяемого авторами метода дискретизации состоял в том, что он плохо приспособлен для аппроксимации расчетов, касающихся криволинейных границ футеровки, что не дает возможности сгустить сетку измерений в окрестностях точки контакта. К тому же решение системы уравнений оказалось достаточно трудоемким и непригодным для практических расчетов.

В последнее время весьма интенсивно начали применять численные методы расчета НДС, которые базируются на дискретизации исходной (континуальной) задачи, в которой неизвестными являются функции напряжения $\sigma^{ij}(\vec{x}, t)$, перемещения $u_i(\vec{x}, t)$ и деформации $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t)$. Каждая из них должна быть определена на бесконечном множестве (континууме) точек \vec{x} области Ω и в рассматриваемом интервале времени $t \in [0, t_{\max}]$. Решение дискретизированной задачи полностью зависит от значений конечного набора числовых коэффициентов (параметров), которые связаны со значением искомой функции в конечном множестве точек – узлах некоторой сетки, нанесенной на рассматриваемую область. В этом случае имеем дело с численными методами. Среди них – метод граничных элементов, метод конечных разностей, метод конечных элементов (МКЭ).

В результате дискретизации стационарная, не зависящая от времени, континуальная задача сводится к решению системы линейных или нелинейных

алгебраических уравнений для определения искомой функции в узлах сетки либо другого конечного набора параметров, описывающих некоторый объект.

В то же время нестационарная задача после дискретизации относительно пространственных координат преобразуется в систему дифференциальных, интегральных или интегродифференциальных уравнений для определения зависимости решения от параметра времени, которую в свою очередь, как правило, приходится дискретизировать.

Точность результатов численного решения обычно тесно связана с количеством узлов сетки или зависит от значений других искомым коэффициентов, описывающих дискретизированную задачу. Понятно, что чем их больше, тем при прочих равных условиях результат будет более точным. В связи с этим, количество неизвестных определяет объем расчетов при решении данной задачи. Так, для определения НДС элементов конструкций приходится решать задачи с числом неизвестных от нескольких десятков до сотен тысяч.

Сравнение сеточных методов расчета параметров технических объектов [30] позволяет сделать следующие выводы:

- Метод граничных элементов эффективен для исследования полубесконечных, неограниченных областей. Он требует эффективного решения обратной задачи расчета параметров неограниченного поля. Автоматизировать эти расчеты не представляется возможным. Самостоятельного применения, как правило, не имеет.

- Метод конечных разностей обычно используется для ускоренного решения отдельных задач, описывающих характеристики тел простой формы в тех случаях, когда граница тела совпадает с координатными линиями. В случае расчета параметров для тел более сложной формы в пределах данного метода не предусмотрено средств автоматизации.

- Метод конечных элементов (МКЭ), как один из наиболее эффективных численных методов расчета на прочность и жесткость сложных конструкций, нашел широкое применение с появлением ЭВМ.

По существу, МКЭ сводится к аппроксимации параметров сплошной среды, характеризующейся бесконечным числом степеней свободы, совокупностью подобластей (или элементов), которые имеют конечное число степеней свободы. Затем между этими элементами устанавливается взаимосвязь. В тоже время, применение упомянутого метода ограничено следующими обстоятельствами: с одной стороны – это необходимость разбивки конструкции на сетку конечных элементов, а также трудоемкая подготовка исходных данных, а с другой стороны – высокие требования к объему памяти и быстродействию вычислительной техники, на которой производится расчет.

Еще одним обстоятельством, которое затрудняет непосредственное применение МКЭ, является то, что барабан ШПМ относится к классу конструкций, включающих элементы малой, средней и большой жесткости. При численном решении системы линейных алгебраических уравнений, описывающих его характеристики, это приводит к плохой обусловленности расчетов и большой погрешности их результатов, а иногда и к невозможности их получить. Кроме этого, используемая расчетная схема может иметь разную степень детализации. В связи с этим по мере уточнения конструкции возникает необходимость как можно точнее определять деформации и напряжения в ее элементах, а также возникающие в деталях максимальные напряжения. Естественно, что для каждого такого расчета необходимо использовать наиболее адекватный метод.

В зависимости от типа исследуемого узла в базу данных, как правило, вводят и сохраняют либо его матрицу жесткости (смоделированную методом суперэлементов), либо алгоритм его разбивки на сетку конечных элементов, соответствующих заданному диапазону исходных величин.

Эффективное применение МКЭ в решении задач на расчет прочности барабанов ШПМ возможно только при наличии программного комплекса, разработка которого требует значительных затрат времени и средств [38]. Возможны два основных подхода к созданию таких программ: первый предполагает разработку программного комплекса решения задач ограниченного класса,

второй предусматривает создание универсального программного комплекса, а значит, при его помощи можно решать задачи достаточно широкого круга.

Проведение расчетов прочностных характеристик частей подъемной машины требует корректного подхода к определению расчетных нагрузок, при этом обычно принимают во внимание совокупность наиболее тяжелых условий ее работы. Если на этапе проектирования расчетные нагрузки были выбраны и выполнены неправильно, то подъемная машина будет изготовлена с излишним запасом прочности или, наоборот, испытывающие перегрузку части машины раньше времени выйдут из строя.

Выбор расчетных нагрузок должен базироваться не только на их абсолютной величине, нужно также принимать во внимание периодичность и продолжительность их действия, а также анализировать влияние места их приложения на НДС, возникающие в узлах подъемной машины.

К тому же, в процессе намотки-размотки каната существует вероятность возникновения внутренних усилий, которые могут привести к неравномерному распределению напряжений в барабане. Доказано [30], что эти напряжения достигают максимальной величины под воздействием намотанных витков каната, что зависит от его первоначального значения, которое в свою очередь обусловлено весом сосуда и каната, особенностями конструкции барабана, жесткостью каната, а также тем, по какой схеме он намотан.

В работах Заболотного К.С., Жупиева А.Л., Панченко Е.В. [27 – 29, 76] впервые была обоснована возможность расчета характеристик барабанов при помощи МКЭ с использованием методики Hot Spot Stress. В частности, показано, что расчетную схему для определения НДС барабана нужно выбирать из вариантов нагружения, соответствующих различным положениям подъемных сосудов в стволе. Для достижения этой цели авторы предложили провести серию численных экспериментов с использованием МКЭ и последующей интерполяцией полученных результатов. Следует отметить, что этот метод достаточно трудоемкий, к тому же при незначительном изменении расчетной модели возникает необходимость повторно проводить серию численных экспериментов.

Известно, что в процессе намотки каната происходит ослабление натяжения предыдущих витков. Это может быть следствием прогиба барабана в радиальном направлении под воздействием усилий, возникающих в витках, что вызывает уменьшение их деформации, а значит, и натяжения.

Б.С. Ковальский предложил учитывать ослабление натяжения намотанных витков методом определения канатных нагрузок на барабан ШПМ [35]. Данный метод предусматривает принимать во внимание в расчетах ослабление натяжения в витках каната из-за деформации барабана как бесконечной гладкой неподкрепленной осесимметричной оболочки. К тому же, автору удалось доказать, что в процессе навивки каната на барабан скольжением его витков можно пренебречь.

Положив в основу закон совместности деформации и закон Гука, Б.С. Ковальский вывел интегральное уравнение для расчета переменного давления на оболочку при намотке каната с постоянным усилием натяжения, а именно:

$$\int_0^s \psi(s, x) \cdot \eta(|u - x|) dx - \int_0^u \psi(u, x) \cdot \eta(u - x) dx = \frac{2}{\varepsilon} \cdot [1 - \psi(s, u)], \quad (1.1)$$

здесь деформация оболочки $\varepsilon = E_k \cdot F_k / E \cdot \delta \cdot t$; E_k , F_k – модуль упругости и площадь сечения каната; δ – толщина оболочки; t – шаг намотки; прогиб полубесконечной оболочки $\eta(x) = e^{-\beta \cdot x} (\cos(\beta \cdot x) + \sin(\beta \cdot x))$; безразмерные величины $\psi(s, u) = p(l, r) / p_0$, $x = \beta \cdot z$, $u = \beta \cdot r$, $s = \beta \cdot l$, $p(l, r)$ – нагрузка, возникающая на расстоянии r от начала координат при навивке каната на участке от нуля до l ; z – текущая координата от нуля до r либо до l ; $p_0 = T_0 / R \cdot t$ – нагрузка на барабан; $\beta = 1,28 / \sqrt{R \cdot \delta}$ – коэффициент затухания перемещений; T_0 – натяжение набегающего конца каната; R – радиус барабана.

Из анализа уравнения (1.1) следует, что радиальная канатная нагрузка уменьшается из-за деформации обечайки, а ее изменение можно оценить при помощи корректирующего коэффициента, который определяется по такой формуле:

$$\Psi_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{E_{\kappa} \cdot F_{\kappa}}{E \cdot \delta \cdot t}}}. \quad (1.2)$$

Тогда, с использованием упомянутого коэффициента, канатную нагрузку на барабан, в которой учтено ослабление натяжения в витках каната, определяют из следующего выражения:

$$p = \frac{T_0}{R \cdot t} \Psi_0. \quad (1.3)$$

При этом расчете было принято допущение о том, что барабан – это полубесконечная оболочка без лобовин, шпангоутов и других подкрепляющих элементов. Это приводит к некоторому занижению результатов расчета канатной нагрузки и максимальных напряжений в области подкреплений.

Теория Б.С. Ковальского получила развитие в работах Е.В. Панченко [47], посвященных теории многослойной намотки резинотросового каната. В отличие от предыдущего автора, Е.В. Панченко рассматривает процесс намотки каната как дискретный, при этом вместо спирального размещения витков, автор предлагает анизотропные кольцевые слои надевать друг на друга. Здесь тоже не учтено влияние лобовин и подкрепляющих элементов барабана.

Разработанные упомянутыми авторами математические модели предусматривают упрощенную конфигурацию профилированной обечайки барабана. Необходимо отметить, что последняя является сложным механическим объектом и для нее еще не разработаны модели возникающих там НДС, при помощи которых можно оптимизировать конструкцию барабана ШПМ. На современном этапе исследований в математическом описании сложных объектов ученые применяют полуэмпирический подход, который дает возможность создать более простую математическую модель объекта, что не влияет на достоверность полученных результатов. При этом в упрощенной модели используются коэффициенты, определенные опытным путем и подобранные

таким образом, чтобы в рассматриваемом интервале изменения параметров расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовывались.

Для определения радиальных перемещений обечайки барабана можно воспользоваться системой канонических уравнений, составленных по методу сил. В матричной форме система имеет следующий вид:

$$\{w\} = [W] \cdot \{F\}, \quad (1.4)$$

где $[W]$ – матрица податливости, в которой компонент $W_{i,j}$ представляет собой радиальное перемещение j -й канавки, вызванное приложением к ней единичной удельной силы (рис. 1.2); $\{F\}$ – вектор удельных усилий, приложенных к канавкам; $\{w\}$ – вектор перемещений канавок барабана.

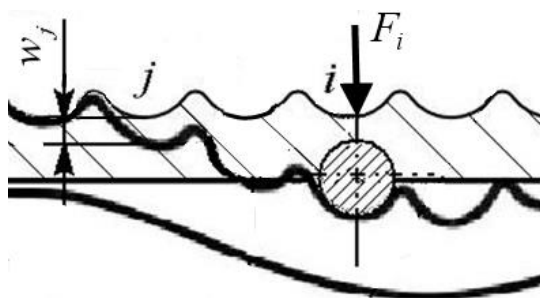


Рис. 1.2. Схема прогиба канавок в барабане ШПМ

Значение матрицы $[W]$ зависит от геометрической формы барабана, конструкции лобовин, реборд, косынок, ребер, шпангоутов, а также от физико-механических свойств материалов, из которых изготовлены тонкостенные подкрепления барабана ШПМ. В связи с этим построение матрицы является сложной технической задачей.

Например, в работе [29] при исследовании НДС в барабане ШПМ типа ЦР матрицу $[W]$ определяли путем проведения серии численных экспериментов, результаты которых обрабатывали методом конечно-элементного анализа. Оказалось, что данный способ построения отличается большой трудоемкостью, к тому же при незначительном изменении расчетной модели возникала необходимость в повторном проведении серии численных экспериментов. Это значительно усложняет процесс оптимизации конструкции барабана ШПМ. Для

сокращения объема вычислений авторы монографии предлагают использовать в исследованиях полуэмпирический подход, который предусматривает описание объекта путем создания аналитической модели, в которой применяются коэффициенты, определенные опытным путем, а их значения подбирают таким образом, чтобы в некотором интервале изменения параметров конструкции обеспечить согласованность расчетных и экспериментальных данных.

Достаточно перспективным направлением в проектировании оказалось применение методов структурной оптимизации. Например, в работах Заболотного К.С. [30, 31] описана созданная автором упрощенная обобщенно-параметрическая модель барабана ШПМ, на базе которой проводится оптимизация показателей работы конструкции, а затем, с учетом оптимальных значений обобщенных параметров, выполняют конструктивную разработку устройства. Для реализации данного подхода понадобилось создание эффективного метода определения расчетных нагрузок на барабан, в котором было бы учтено влияние геометрических и жесткостных характеристик подкрепленной конструкции барабана, а также изменения его НДС под воздействием витков каната. Для реализации рассмотренного метода был разработан вычислительный алгоритм (АРМ конструктора) на базе математических моделей деформирования подкрепленного барабана и намотки каната. При помощи этого АРМ были выполнены расчеты и созданы рациональные конструкции цилиндрических барабанов ШПМ. Таким образом, в настоящей монографии продолжены исследования по научному обоснованию и разработке метода определения расчетных нагрузок цилиндрических барабанов ШПМ.

1.3. Определение цели и научной задачи исследования

Авторы монографии проводили исследования, целью которых была разработка методических рекомендаций к расчету параметров и конструированию цилиндрических барабанов шахтных подъемников.

Разрабатывая задействованный при этом метод определения расчетных нагрузок в барабане, использовали полуэмпирический подход, где были

приняты следующие допущения: сила натяжения каната постоянна в пределах одного витка; наматывание каната на барабан смоделировали как процесс последовательного надевания с некоторым натяжением дискретных колец; усилие в наматываемом на барабан витке каната равно усилию растяжения в отвесе каната; незначительными осевыми перемещениями барабана и трением между витками каната и барабаном можно пренебречь.

Для достижения поставленной цели в ходе исследований были решены следующие задачи:

1. Научное обоснование и разработка метода определения расчетных нагрузок, возникающих при намотке каната на цилиндрический барабан.

2. Оценка достоверности метода расчета давления каната на обечайку цилиндрических разрезных барабанов путем сопоставления результатов физического эксперимента и расчетных данных.

3. Создание инженерной методики расчета и конструирования цилиндрических барабанов.

4. Исследование влияния параметров конструкции на величину напряженно-деформированного состояния в барабане.

2. РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК ПРИ НАМОТКЕ КАНАТА НА ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ БАРАБАН ПОДЪЕМНИКА

2.1. Постановка задачи

Рассматриваемые в монографии ШПМ имеют цилиндрические разрезные барабаны, состоящие из двух частей – широкой заклиненной и узкой переставной. Конструкция этих машин предусматривает одновременную намотку-смотку на заклиненный барабан поднимающейся и опускающейся ветвей каната. Чтобы избежать пересечения ветвей при работе установки, между ними нужно обеспечить зазор, ширина которого соответствует суммарной ширине определенного числа канавок (его называют зоной свободных канавок) спиральной намотки барабана. Как свидетельствует практика, в процессе эксплуатации ШПМ напряженно деформированное состояние барабана меняется во времени. Причиной таких изменений являются следующие факторы: число витков трения $N_{тр}$, число канавок, свободных от витков $N_{св}$, место их расположения на барабане. Изменение НДС барабана в свою очередь влияет на силу натяжения намотанных на него витков каната и на радиальное давление. На узкую переставную часть барабана наматывается небольшое количество витков каната, поэтому здесь наблюдается незначительное ослабление натяжения.

Рассмотрим, как распределяются витки заклиненной части барабана ШПМ типа ЦР (рис. 2.1). В общем случае можно считать, что холостой канат наматывается на заклиненную часть барабана, а рабочий – начинает намотку с переставной части.

При этом слева на барабан навито N_p витков рабочего каната, а справа N_x витков холостого при наличии уже выполненных витков трения $N_{тр}$. Между витками холостого и рабочего канатов предусмотрен зазор, состоящий из $N_{св}$ канавок, который предупреждает возможность пересечения канатов при работе установки. В этих условиях общее число канавок $N = N_p + N_{св} + N_x + N_{тр}$.



Рис. 2.1. Модель распределения витков на заклиненной части барабана ШПМ

Сила натяжения в витках трения холостого каната N_x изменяется по закону Эйлера в круговом направлении. В дальнейших расчетах примем допущение, используемое конструкторами НКМЗ, по которому в осевом направлении действует линейный закон изменения силы натяжения каната, когда нагрузка под влиянием витков трения будет расти от нуля до величины усилия растяжения первого наматываемого витка холостого каната под воздействием конечной нагрузки.

В общем случае на заклиненной части барабана находятся две зоны витков: левая принадлежит рабочему канату, правая – холостому. Обозначим номер канавки, на которую в данный момент наматывается канат, через k .

Если рабочий канат разматывается, а холостой наматывается, зона витков рабочего каната находится на участке от первой канавки до канавки с номером $k - N_{св}$. В то же время зона витков холостого каната лежит в пределах от k -й канавки до $N - N_{тр}$. Когда же холостой канат разматывается, а рабочий наматывается, зона витков последнего находится в области барабана

от первой канавки до канавки с номером k , а витки холостого каната – на участке от канавки $k + N_{\text{св}}$ до обозначенной как $N - N_{\text{тр}}$.

Для выполнения расчета параметров сложных систем, а к ним относится барабан ШПМ, возможно применение метода физической дискретизации [32], когда реально существующая система заменяется упрощенной физической моделью, а на ее базе составляют и рассчитывают конечное множество уравнений.

Чтобы рассчитать упомянутые виды нагрузок, нужно осуществить такие задачи:

- разработать математическую модель намотки каната на барабан;
- построить математическую модель деформирования подкрепленного барабана;
- обосновать расчетные условия, позволяющие оценить НДС барабана.

2.2. Разработка математической модели намотки каната на барабан ШПМ

Напряженно-деформированное состояние барабана зависит от последовательности намотки-размотки каната, схемы укладки витков на барабан, а также от участка размещения каждого из витков грузового каната и различных положений подъемных сосудов в стволе [20]. Поставим в соответствие номеру витка нагруженного каната номер варианта его нагружения. При этом не будем учитывать несимметричность нагрузки под воздействием каната [77].

В построении модели примем следующие допущения:

1. Наматывание каната по винтовой линии на барабан представим как процесс последовательного надевания с натяжением дискретных колец, жесткость которых равна $E_k \cdot S_k$, где E_k – модуль упругости каната, S_k – площадь поперечного сечения всех проволок каната (метод предложен Е.В. Панченко [47]).

2. Барабан моделируем в виде осесимметричной конструктивно-ортотропной подкрепленной оболочки.

3. Усилие, которое развивается в наматываемом на барабан витке каната, равно усилию растяжения T , возникающему в отвисе каната.

Далее приступим к определению зависимости сил взаимодействия цилиндрического барабана с последовательно надеваемыми на него кольцами.

С этой целью составляем и решаем систему уравнений совместности деформаций упругих колец и подкрепленной оболочки барабана.

Применяя методику, изложенную в работе [94], введем дискретную систему координат, в которой используется ось целых чисел, то есть $X=1, \dots, N$, с нанесенными на нее конечными расстояниями, соответствующими шагу нарезки канавки на барабан t . Совместим ось оболочки с дискретной осью барабана (рис. 2.2). Построим на базе точек дискретной оси ортогональные к ней плоскости, которые при пересечении с поверхностью оболочки образуют координатные линии, номера которых соответствуют номерам упомянутых выше точек.

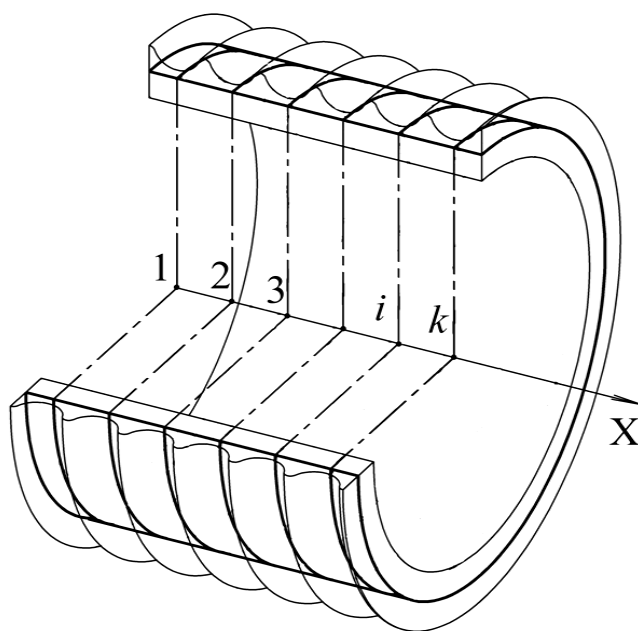


Рис. 2.2. Элемент оболочки с построенной дискретной системой координат

Введем такие обозначения: i – номер координатной линии соответствующей канавки на барабане; j – номер витка каната (или в нашей модели номер надетого на оболочку кольца); k – номер наматываемого витка каната (надеваемого кольца); R_0 – радиус обечайки по оси навивки каната.

Поставим в соответствие номеру наматываемого на барабан витка рабочего каната k номер варианта нагружения ν .

На рис. 2.3 представлена расчетная схема процесса намотки. Между j -м кольцом и оболочкой возникает сила взаимодействия $P_{j,k}$, вызывающая прогиб $w_{i,k}$ по i -й координатной линии оболочки барабана в момент надевания k -го кольца.

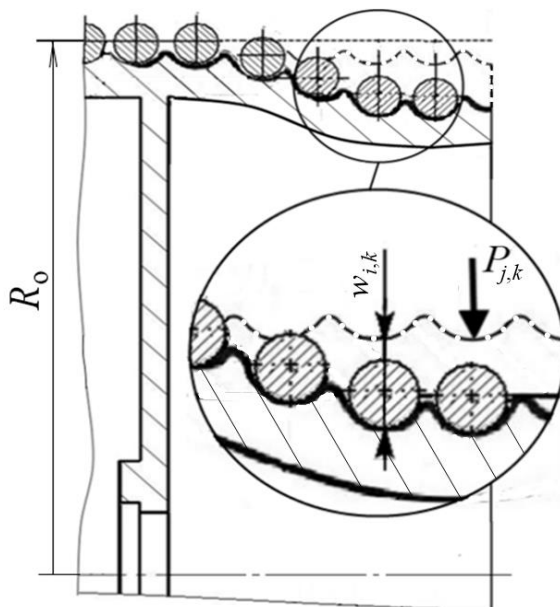


Рис. 2.3. Расчетная схема процесса намотки на барабан ШПМ нагруженного каната

Пусть $[W]$ – матрица податливости, компоненты которой представляют собой перемещение точек координатных линий на оболочке барабана под воздействием единичной силы. Эту матрицу можно определить такой системой канонических уравнений:

$$\{w\} = [W] \cdot \{F\},$$

где $\{w\}$ – вектор радиальных перемещений оболочки барабана, $\{F\}$ – вектор единичных сил взаимодействия колец с оболочкой.

С учетом вышеизложенного, выражение для определения прогиба каната по i -й координатной линии оболочки при надевании k -го кольца приобретает следующий вид:

$$w_{i,k} = \sum_{j=1}^k P_{j,k} \cdot W_{i,j}.$$

Поскольку усилие в надеваемом на оболочку k -м кольце практически не ослабевает и равно усилию в наматываемом на барабан витке T_k , то уравнение, описывающее равновесие кольца и оболочки, имеет такой вид:

$$P_{k,k} = \frac{T_k}{R_0}.$$

Итак, окружная деформация надетого на оболочку j -го кольца при надеваемом k -м

$$\varepsilon_{\theta_{j,k}} = \frac{P_{j,k} \cdot R_0}{E_k \cdot S_k}. \quad (2.1)$$

С другой стороны, соответственно закону Гука, окружную деформацию кольца можно описать таким уравнением:

$$\varepsilon_{\theta_{j,k}} = \frac{\Delta r_{j,k}}{r_{j,k}}, \quad (2.2)$$

где $r_{j,k}$ – радиус недеформированного кольца; причем абсолютное удлинение радиуса недеформированного кольца $\Delta r_{j,k} = (R_0 - w_{i,k}) - r_{j,k}$.

Подставив формулу (2.1) в уравнение (2.2), получим выражение, по которому можно определить силу взаимодействия кольца с оболочкой барабана, то есть

$$P_{j,k} = \frac{E_k \cdot S_k}{R_0} \cdot \left(\frac{R_0 - w_{j,k}}{r_{j,k}} - 1 \right),$$

причем радиус надеваемого на барабан недеформированного k -го кольца

$$r_{k,k} = \frac{R_0 - w_{k,k}}{1 + \varepsilon_{\theta_{k,k}}}.$$

Чтобы создать математическую модель намотки каната на барабан, рассмотрим условный процесс последовательного надевания с натяжением на оболочку трех колец и обобщим полученные результаты относительно N колец. Так, при надевании первого кольца ($k = 1$) уравнение, определяющее его равновесие, сформулируем следующим образом: $P_{1,1} = T_1/R_0$.

Из условия совместности деформаций следует, что

$$w_{1,1} = P_{1,1} \cdot W_{1,1}.$$

При этом окружная деформация кольца

$$\varepsilon_{\theta,1} = \frac{P_{1,1} \cdot R_0}{E_k \cdot S_k}.$$

А радиус недеформированного кольца

$$r_{1,1} = \frac{R_0 - w_{1,1}}{1 + \varepsilon_{\theta,1}}.$$

Процесс надевания второго кольца, когда $k = 2$, требует выполнения описанных ниже действий.

Составим такую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{2,2} = \frac{T_2}{R_0}; \\ w_{1,2} = W_{1,1} \cdot P_{1,2} + W_{1,2} \cdot P_{2,2}; \\ w_{2,2} = W_{2,1} \cdot P_{1,2} + W_{2,2} \cdot P_{2,2}; \\ P_{1,2} = \frac{E_k \cdot S_k}{R_0} \cdot \left(\frac{R_0 - w_{1,2}}{r_{1,1}} - 1 \right). \end{array} \right. \quad (2.3)$$

Введем следующие обозначения:

$$C_1 = w_{1,2}, \quad C_2 = w_{2,2}, \quad C_3 = P_{1,2}, \quad C_4 = P_{2,2}.$$

С их учетом система уравнений (2.3) примет такой вид:

$$\begin{cases} C_1 - W_{1,1} \cdot C_3 - W_{1,2} \cdot C_4 = 0; \\ C_2 - W_{2,1} \cdot C_3 - W_{2,2} \cdot C_4 = 0; \\ \frac{E_k \cdot S_k}{R_o \cdot r_{1,1}} C_1 + C_3 = \frac{E_k \cdot S_k}{R_o} \cdot \left(\frac{R_o}{r_{1,1}} - 1 \right); \\ C_4 = T_2 / R_o. \end{cases} \quad (2.4)$$

Систему уравнений (2.4) запишем в матричной форме, то есть

$$[M] \cdot \{C\} = \{H\}, \quad (2.5)$$

здесь

$$[M] = \begin{vmatrix} 1 & 0 & -W_{1,1} & -W_{1,2} \\ 0 & 1 & -W_{2,1} & -W_{2,2} \\ \frac{E_k \cdot S_k}{r_{1,1} \cdot R_o} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad \{H\} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{E_k \cdot S_k}{R_o} \cdot \left(\frac{R_o}{r_{1,1}} - 1 \right) \\ T_2 / R_o \end{vmatrix}.$$

Используя метод исключения Гаусса, получим результат решения системы уравнений (2.5).

Величину прогибов обечайки и силы натяжения колец найдем, воспользовавшись такими выражениями: $w_{1,2} = C_1$; $w_{2,2} = C_2$; $P_{1,2} = C_3$; $P_{2,2} = C_4$.

После этого вычислим деформацию второго кольца, то есть

$$\varepsilon_{\theta 2,2} = \frac{P_{2,2} \cdot R_o}{E_k \cdot S_k},$$

а также его радиус в недеформированном состоянии, а именно:

$$r_{2,2} = \frac{R_o - w_{2,2}}{1 + \varepsilon_{\theta 2,2}}.$$

Расчет процесса надевания третьего кольца, то есть, когда $k = 3$, выполняем в описанной ниже последовательности.

Для начала составим следующую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{3,3} = T_3/R_0; \\ w_{1,3} = P_{1,3} \cdot W_{1,1} + P_{2,3} \cdot W_{1,2} + P_{3,3} \cdot W_{1,3}; \\ w_{2,3} = P_{1,3} \cdot W_{2,1} + P_{2,3} \cdot W_{2,2} + P_{3,3} \cdot W_{2,3}; \\ w_{3,3} = P_{1,3} \cdot W_{3,1} + P_{2,3} \cdot W_{3,2} + P_{3,3} \cdot W_{3,3}; \\ P_{1,3} = \frac{E_k \cdot S_k}{R_0} \cdot \left(\frac{R_0 - w_{1,3}}{r_{1,1}} - 1 \right); \\ P_{2,3} = \frac{E_k \cdot S_k}{R_0} \cdot \left(\frac{R_0 - w_{2,3}}{r_{2,2}} - 1 \right). \end{array} \right. \quad (2.6)$$

Затем введем такие обозначения: $C_1 = w_{1,3}$; $C_2 = w_{2,3}$; $C_3 = w_{3,3}$; $C_4 = P_{1,3}$; $C_5 = P_{2,3}$; $C_6 = P_{3,3}$. После их использования система уравнений (2.6) примет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1 - C_4 \cdot W_{1,1} - C_5 \cdot W_{1,2} - C_6 \cdot W_{1,3} = 0; \\ C_2 - C_4 \cdot W_{2,1} - C_5 \cdot W_{2,2} - C_6 \cdot W_{2,3} = 0; \\ C_3 - C_4 \cdot W_{3,1} - C_5 \cdot W_{3,2} - C_6 \cdot W_{3,3} = 0; \\ \frac{E_k \cdot S_k}{R_0 \cdot r_{1,1}} C_1 + C_4 = \frac{E_k \cdot S_k}{R_0} \cdot \left(\frac{R_0}{r_{1,1}} - 1 \right); \\ \frac{E_k \cdot S_k}{R_0 \cdot r_{2,2}} C_2 + C_5 = \frac{E_k \cdot S_k}{R_0} \cdot \left(\frac{R_0}{r_{2,2}} - 1 \right); \\ C_6 = T_3/R_0. \end{array} \right. \quad (2.7)$$

Причем в матричной форме система уравнений (2.7) приобретает вид:

$$[M] \cdot \{C\} = \{H\}.$$

Здесь

$$[M] = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & -W_{1,1} & -W_{1,2} & -W_{1,3} \\ 0 & 1 & 0 & -W_{2,1} & -W_{2,2} & -W_{2,3} \\ 0 & 0 & 1 & -W_{3,1} & -W_{3,2} & -W_{3,3} \\ \frac{E_k \cdot S_k}{r_{1,1} \cdot R_0} & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{E_k \cdot S_k}{r_{2,2} \cdot R_0} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad \{H\} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ E_k \cdot S_k \cdot \left(\frac{R_0}{r_{1,1}} - 1 \right) \\ E_k \cdot S_k \cdot \left(\frac{R_0}{r_{2,2}} - 1 \right) \\ T_3/R_0 \end{vmatrix}.$$

Применив метод исключения Гаусса, получим результаты решения системы уравнений (2.7).

Величину прогибов обечайки и силы натяжения колец можем определить, ориентируясь на такие выражения: $w_{1,3} = C_1$; $w_{2,3} = C_2$; $w_{3,3} = C_3$; $P_{1,3} = C_4$; $P_{2,3} = C_5$; $P_{3,3} = C_6$.

Далее рассчитаем деформацию третьего кольца следующим образом:

$$\varepsilon_{\theta 3,3} = \frac{P_{3,3}}{E_k \cdot S_k}.$$

А также определим его радиус в недеформированном состоянии, то есть

$$r_{3,3} = \frac{R_0 - w_{3,3}}{1 + \varepsilon_{\theta 3,3}}.$$

При сравнении формул, описывающих процесс надевания второго и третьего колец, делаем вывод, что система уравнений стала регулярной. По этой причине можно использовать общий вид формул для описания процесса надевания колец, начиная с третьего.

После обобщения формул применительно к последовательному надеванию N колец получаем такую математическую модель намотки каната:

$$[M] \cdot [C] = [H], \quad (2.8)$$

где $[M]$ – кубическая матрица, каждый элемент которой является совокупностью коэффициентов системы уравнений, отражающих процесс надевания k -го кольца; $[H]$ – квадратная матрица, каждый вектор которой находится в правых частях систем уравнений, описывающих операцию надевания k -го кольца; $[C]$ – квадратная матрица неизвестных величин, подлежащих определению.

Компоненты матрицы $[C]$ соответствуют значениям радиального перемещения оболочки и барабана погонных сил, возникающих при этом, а именно:

$$C_{i,k} = w_{i,k}, \quad C_{i+N,k} = P_{i,k} (i, k = 1 \dots N). \quad (2.9)$$

Пересечение матриц $[M]$ и $[H]$, при условии фиксированного значения параметра k можно представить в таком виде:

$$[M_{..k}] = \begin{bmatrix} [E] & -[W] \\ [D] & [E] \end{bmatrix}, \quad [H_{.k}] = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{Q\} \end{Bmatrix},$$

здесь $[E]$ – единичная матрица последовательного надевания на барабан N колец; $[W]$ – матрица податливости барабана; $[D]$ – диагональная матрица последовательного надевания N колец, представляющая собой силы, вызванные прогибом оболочки, ($[D] = E_k \cdot S_k \cdot \text{diag}\{1/r_{1,1}, 1/r_{2,2}, \dots, 1/r_{k-1,k-1}, 0, \dots, 0\}/R_0$); $\{Q\}$ – силы, вызванные усилиями растяжения в надеваемых кольцах, причем

$$\{Q\}^T = \frac{E_k \cdot S_k}{R_0} \cdot \left(\left(\frac{1}{r_{1,1}} - \frac{1}{R_0} \right), \left(\frac{1}{r_{2,2}} - \frac{1}{R_0} \right), \dots, \left(\frac{1}{r_{k-1,k-1}} - \frac{1}{R_0} \right), \frac{T_k}{E_k \cdot S_k}, 0, \dots, 0 \right).$$

Ненулевые компоненты матрицы $[M]$ и $[H]$ определяются по следующим выражениям, при условии, что значения параметра k находятся в пределах от 1 до N :

$$M_{i,i,k} = 1, \quad M_{i,j+N,k} = -W_{i,j}, \quad M_{i+N,i+N,k} = 1, \quad (i, j = 1 \dots N); \quad (2.10)$$

$$M_{i+N,i,k} = \frac{E_k \cdot S_k}{r_{i,k} \cdot R_0} \quad (i = 1 \dots k-1); \quad (2.11)$$

$$H_{i+N,k} = E_k \cdot S_k \left(\frac{1}{r_{i,k}} - \frac{1}{R_0} \right) \quad (i = 1 \dots k-1); \quad (2.12)$$

$$H_{k+N,k} = \frac{T_k}{R_0}. \quad (2.13)$$

При этом радиус k -го кольца в недеформированном состоянии

$$r_{k,k} = \frac{R_0 - w_{k,k}}{1 + \frac{P_{k,k} \cdot R_0}{E_k \cdot S_k}}. \quad (2.14)$$

Уравнения (2.8) – (2.14) формируют математическую модель намотки каната, которая позволяет определить многие параметры, в частности, его радиальные перемещения, деформации, силы взаимодействия колец с оболочкой, а также силы, взаимодействия оболочки с витками каната. При этом решение системы уравнений (2.8) требует построения матрицы податливости оболочки барабана [W].

Рассмотрим процесс намотки каната на барабан и его размотки (сокращенно – намотки-размотки).

Витки рабочего и холостого канатов моделируются в виде отдельных колец, математическая модель которых описана выше, при этом зону свободных витков на барабане моделируем как кольца с нулевым натяжением.

Из выражений (2.10) – (2.14) видно, что процессу намотки-размотки каната свойственны ненулевые компоненты матриц [M] и [H], что возможно только при соблюдении следующих условий:

$(i < k - N_{cb}) \wedge [(i > k - N_{cb}) \vee (i < k - N_{tr})]$, когда происходит намотка холостого и размотка рабочего каната;

$(i < k) \wedge [(i > k + N_{cb}) \vee (i < N - N_{tr})]$ в случае одновременной намотки рабочего и размотки холостого каната.

Для определения характеристик витков трения, в соответствии с принятым линейным законом падения натяжения, компоненты матрицы [M] соответствуют такой зависимости:

$$M_{2N-m, 2N-N_{tr}} = -m/N_{tr}, \quad (m = 1 \dots N_{tr}). \quad (2.15)$$

Из анализа сформулированной нами математической модели (2.10) – (2.13) следует, что значения коэффициентов в системах уравнений, описывающих операцию надевания каждого k -го кольца, зависят от решения всех предыдущих систем, которые отражают надевание $k-1$ колец, т. о. последовательность надевания колец на оболочку барабана можно представить в виде рекуррентного процесса, описанного следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} [M(r_{1,1}, \dots, r_{k-1,k-1})_{..k}] [C_{..k}] = [H(r_{1,1}, \dots, r_{k-1,k-1})_{..k}]; \\ r_{k,k} = \frac{R_0 - C_{k,k}}{1 + \frac{P_{k,k}}{E_k \cdot S_k}}. \end{cases} \quad (k = 2, \dots, N - N_{\text{тр}} - N_{\text{св}}). \quad (2.16)$$

Поскольку k -е сечение матриц $[M]$ и $[H]$ не зависит от параметра $r_{k,k}$, то по отношению к матрице C его находят путем решения системы алгебраических уравнений порядка $2N$, то есть

$$[C_{..k}] = [M(r_{1,1}, \dots, r_{k-1,k-1})_{..k}]^{-1} [H(r_{1,1}, \dots, r_{k-1,k-1})_{..k}]. \quad (2.17)$$

Сформулированные выше системы позволяют определить величину перемещений и силы, возникающие в момент надевания на оболочку барабана k -го кольца, а затем его радиус $r_{k,k}$ в недеформированном состоянии. Процесс заканчивается надеванием последнего кольца, порядковый номер которого соответствует общему количеству витков рабочего каната N_r .

Как видим, нам удалось построить математическую модель намотки каната на барабан ШПМ в виде систем уравнений (2.8) – (2.17).

Для ее применения необходимо разработать эффективный алгоритм построения матрицы податливости осесимметричной оболочки барабана ШПМ.

2.3. Построение математической модели деформирования подкрепленного барабана ШПМ

Для начала определим, на какие расстояния перемещаются точки координатных линий на оболочке барабана под действием единичных сил, распределенных вдоль каждой из упомянутых линий.

С этой целью используем уравнения, описывающие совместность деформаций, а также уравнения, отражающие равновесие оболочки и упругих опор барабана.

При их составлении принимаем такие допущения:

1) физической моделью барабана с подкрепленной обечайкой считаем последовательность соединенных друг с другом в узлах оболочек, параметры которых описаны ниже (см. раздел 2.4.);

2) в узлах, соответствующих лобовинам, ребордам и шпангоутам барабана, размещены упругие опоры с эквивалентными характеристиками.

Итак, согласно принятому допущению представим барабан ШПМ, как последовательность соединенных друг с другом в узлах конструктивно-ортотропных осесимметричных оболочек (рис. 2.4) с упругими опорами.

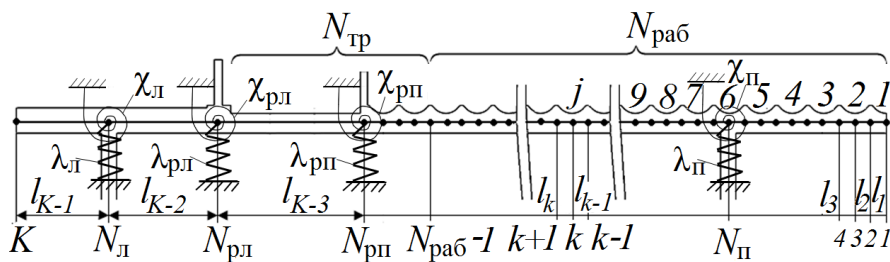


Рис. 2.4. Физическая модель барабана:

$N_{раб}$ – количество рабочих канавок; $N_{тр}$ – количество витков трения;

K – количество узлов; $N_{л}, N_{п}$ – номера узлов над левой и правой лобовинами; $N_{рл}, N_{рп}$ – номера узлов над левой и правой ребордами;

l_k – длина k -го участка оболочки; λ – жесткость пружин сжатия;

χ – жесткость пружин кручения; L – общая длина оболочки.

Как было отмечено выше, упругие опоры элементов барабана в виде пружин сжатия и кручения (они имеют постоянные жесткостные характеристики) размещены в узлах, соответствующих подкреплениям (лобовинам, ребордам, шпангоутам и т. д.). Будем считать, что нагрузки, действующие на канавки барабана, приложены к узлам оболочки, которым присвоены нечетные номера.

Общее выражение для определения прогиба k -го участка оболочки под воздействием единичной силы вдоль i -й координатной линии ($i = 1 \dots N$) приобретает такой вид:

$$w_{i,k}(x) = e^{\beta_k \cdot x} \cdot (C_{i,4k-3} \cdot \sin(\beta_k \cdot x) + C_{i,4k-2} \cdot \cos(\beta_k \cdot x)) + e^{-\beta_k \cdot x} \cdot (C_{i,4k-1} \cdot \sin(\beta_k \cdot x) + C_{i,4k} \cdot \cos(\beta_k \cdot x)). \quad (2.18)$$

Здесь $\beta_k = \sqrt[4]{\frac{B_k}{4 \cdot R^2 \cdot D_k}}$ – коэффициент уменьшения расстояния переме-

щений витков; B_k – кольцевая жесткость оболочки; D_k – изгибная жесткость; C – произвольные константы.

Граничные значения параметров оболочки можно описать при помощи совокупности уравнений совместности деформаций, а также уравнений равновесия граничных узлов балок и опор, а именно:

$$\begin{aligned}
 M_1(0) &= 0, \quad Q_1(0) = \delta_{8i-6}^1. \\
 \left. \begin{aligned}
 w_k(x_k) &= w_{k+1}(x_k), \\
 \varphi_k(x_k) &= \varphi_{k+1}(x_k), \\
 M_k(x_k) &= M_{k+1}(x_k) + \delta_{N_{\Pi}}^k \cdot \chi_{\Pi} \cdot \varphi_{N_{\Pi}}(x_{N_{\Pi}}) + \delta_{N_{\text{л}}}^k \cdot \chi_{\text{л}} \cdot \varphi_{N_{\text{л}}}(x_{N_{\text{л}}}) + \\
 &\quad + \delta_{N_{\text{рп}}}^k \cdot \chi_{\text{рп}} \cdot \varphi_{N_{\text{рп}}}(x_{N_{\text{рп}}}) + \delta_{N_{\text{рл}}}^k \cdot \chi_{\text{рл}} \cdot \varphi_{N_{\text{рл}}}(x_{N_{\text{рл}}}), \\
 Q_k(x_k) &= Q_{k+1}(x_k) - \delta_{N_{\Pi}}^k \cdot \lambda_{\Pi} \cdot w_{N_{\Pi}}(x_{N_{\Pi}}) - \delta_{N_{\text{л}}}^k \cdot \lambda_{\text{л}} \cdot w_{N_{\text{л}}}(x_{N_{\text{л}}}) - \\
 &\quad - \delta_{N_{\text{рп}}}^k \cdot \lambda_{\text{рп}} \cdot w_{N_{\text{рп}}}(x_{N_{\text{рп}}}) - \delta_{N_{\text{рл}}}^k \cdot \lambda_{\text{рл}} \cdot w_{N_{\text{рл}}}(x_{N_{\text{рл}}}) - \text{mod}(k, 2) \cdot \delta_{8i-6}^k
 \end{aligned} \right\} (2.19) \\
 M_{K-1}(L) &= 0, \quad Q_{K-1}(L) = 0.
 \end{aligned}$$

Здесь номер узла оболочки (при общем количестве узлов K) $k = 2, \dots, K-1$; номер узла, к которому прикладывается сила, $i = 1 \dots N$; φ – угол поворота; M – изгибающий момент, который возникает в витках каната; Q – перерезывающая сила; δ_i^k – символ Кронекера, равный единице, если i равно k , в других случаях равен нулю; $\text{mod}(k, 2)$ – функция, равная нулю при четном значении параметра k и единице при нечетном.

Подставив выражение (2.18), соответствующее прогибу оболочки барабана, в уравнения (2.19), описывающие граничные условия ее эксплуатации, получим такие системы линейных алгебраических уравнений для определения постоянных интегрирования процесса намотки каната на барабан:

$$\begin{aligned}
 2D_{01} \cdot \beta_1^2 (C_3 - C_1) &= 0; \\
 2D_{01} \cdot \beta_1^3 (-C_1 + C_2 - C_3 + C_4) &= 0,5 \cdot \delta_1^m \cdot Q;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& e^{\beta_{k-1} \cdot x_k} (C_{4k-7} \cdot \sin(\beta_{k-1} \cdot x_k) + C_{4k-6} \cdot \cos(\beta_{k-1} \cdot x_k)) + e^{-\beta_{k-1} \cdot x_k} (C_{4k-5} \cdot \sin(\beta_{k-1} \cdot x_k) + \\
& + C_{4k-4} \cdot \cos(\beta_{k-1} \cdot x_k)) = e^{\beta_k \cdot x_k} (C_{4k-3} \cdot \sin(\beta_k \cdot x_k) + C_{4k-2} \cdot \cos(\beta_k \cdot x_k)) + \\
& + e^{-\beta_k \cdot x_k} (C_{4k-1} \cdot \sin(\beta_k \cdot x_k) + C_{4k} \cdot \cos(\beta_k \cdot x_k)); \\
& \beta_{k-1} \left[(C_{4k-7} \cdot e^{\beta_{k-1} \cdot x_k} - C_{4k-4} \cdot e^{-\beta_{k-1} \cdot x_k}) (\cos(\beta_{k-1} \cdot x_k) + \sin(\beta_{k-1} \cdot x_k)) + \right. \\
& \left. + (C_{4k-6} \cdot e^{\beta_{k-1} \cdot x_k} + C_{4k-5} \cdot e^{-\beta_{k-1} \cdot x_k}) (\cos(\beta_{k-1} \cdot x_k) - \sin(\beta_{k-1} \cdot x_k)) \right] = \\
& = \beta_k \left[(C_{4k-3} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k} - C_{4k} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k}) (\cos(\beta_k \cdot x_k) + \sin(\beta_k \cdot x_k)) + \right. \\
& \left. + (C_{4k-2} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k} + C_{4k-1} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k}) (\cos(\beta_k \cdot x_k) - \sin(\beta_k \cdot x_k)) \right]; \\
& 2D_{o_{k-1}} \cdot \beta_{k-1}^2 \left[(C_{4k-5} \cdot e^{-\beta_{k-1} \cdot x_k} - C_{4k-7} \cdot e^{\beta_{k-1} \cdot x_k}) \cos(\beta_{k-1} \cdot x_k) + \right. \\
& \left. + (C_{4k-6} \cdot e^{\beta_{k-1} \cdot x_k} - C_{4k-4} \cdot e^{-\beta_{k-1} \cdot x_k}) \sin(\beta_{k-1} \cdot x_k) \right] = \\
& = 2D_{o_k} \cdot \beta_k^2 \left[(C_{4k-1} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k} - C_{4k-3} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k}) \cos(\beta_k \cdot x_k) + \right. \\
& \left. + (C_{4k-2} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k} - C_{4k} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k}) \sin(\beta_k \cdot x_k) \right]; \\
& 2D_{o_{k-1}} \cdot \beta_{k-1}^3 \left[(C_{4k-6} \cdot e^{\beta_{k-1} \cdot x_k} - C_{4k-5} \cdot e^{-\beta_{k-1} \cdot x_k}) \cdot (\cos(\beta_{k-1} \cdot x_k) + \sin(\beta_{k-1} \cdot x_k)) - \right. \\
& \left. - (C_{4k-7} \cdot e^{\beta_{k-1} \cdot x_k} - C_{4k-4} \cdot e^{-\beta_{k-1} \cdot x_k}) \cdot (\cos(\beta_{k-1} \cdot x_k) - \sin(\beta_{k-1} \cdot x_k)) \right] = \\
& = 2D_{o_k} \cdot \beta_k^3 \left[(C_{4k-2} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k} - C_{4k-1} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k}) \cdot (\cos(\beta_k \cdot x_k) + \sin(\beta_k \cdot x_k)) - \right. \\
& \left. - (C_{4k-3} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k} - C_{4k} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k}) \cdot (\cos(\beta_k \cdot x_k) - \sin(\beta_k \cdot x_k)) \right]; \\
& 2D_{o_{K-1}} \cdot \beta_{K-1}^2 \left[(C_{N-3} \cdot e^{-\beta_{K-1} \cdot L} - C_{N-1} \cdot e^{\beta_{K-1} \cdot L}) \cdot \cos(\beta_{K-1} \cdot L) + \right. \\
& \left. + (C_{N-2} \cdot e^{\beta_{K-1} \cdot L} - C_N \cdot e^{-\beta_{K-1} \cdot L}) \sin(\beta_{K-1} \cdot L) \right] = 0; \\
& 2D_{o_{K-1}} \cdot \beta_{K-1}^3 \left[(C_{N-2} \cdot e^{\beta_{K-1} \cdot L} - C_{N-1} \cdot e^{-\beta_{K-1} \cdot L}) \cdot (\cos(\beta_{K-1} \cdot L) + \sin(\beta_{K-1} \cdot L)) - \right. \\
& \left. - (C_{N-3} \cdot e^{\beta_{K-1} \cdot L} - C_N \cdot e^{-\beta_{K-1} \cdot L}) \cdot (\cos(\beta_{K-1} \cdot L) - \sin(\beta_{K-1} \cdot L)) \right] = 0.
\end{aligned}$$

Применительно к процессам, происходящим в правой лобовине, формулируем такие уравнения:

$$\begin{aligned}
& 2D_{o_{N_{\Pi-1}}} \cdot \beta_{N_{\Pi-1}}^2 \left[(C_{4N_{\Pi-5}} \cdot e^{-\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}} - C_{4N_{\Pi-7}} \cdot e^{\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}}) \cdot \cos(\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}) + \right. \\
& \left. + (C_{4N_{\Pi-6}} \cdot e^{\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}} - C_{4N_{\Pi-4}} \cdot e^{-\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}}) \sin(\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}) \right] + \\
& + \chi \cdot \beta_{N_{\Pi-1}} \left[(C_{4N_{\Pi-7}} \cdot e^{\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}} - C_{4N_{\Pi-4}} \cdot e^{-\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}}) \cdot (\cos(\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}) + \sin(\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}})) + \right. \\
& \left. + (C_{4N_{\Pi-6}} \cdot e^{\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}} + C_{4N_{\Pi-5}} \cdot e^{-\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}}) \cdot (\cos(\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}}) - \sin(\beta_{N_{\Pi-1}} \cdot x_{N_{\Pi}})) \right] =
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + e^{-\beta_{N_{л-1}} \cdot x_{N_{л}}} \left(C_{4N_{л-5}} \cdot \sin(\beta_{N_{л-1}} \cdot x_{N_{л}}) + C_{4N_{л-4}} \cdot \cos(\beta_{N_{л-1}} \cdot x_{N_{л}}) \right) = \\
& = 2D_{o_{N_{л}}} \cdot \beta_{N_{л}}^3 \left[\left(C_{4N_{л-2}} \cdot e^{\beta_{N_{л}} \cdot x_{N_{л}}} - C_{4N_{л-1}} \cdot e^{-\beta_{N_{л}} \cdot x_{N_{л}}} \right) \cdot \left(\cos(\beta_{N_{л}} \cdot x_{N_{л}}) + \sin(\beta_{N_{л}} \cdot x_{N_{л}}) \right) - \right. \\
& \quad \left. - \left(C_{4N_{л-3}} \cdot e^{\beta_{N_{л}} \cdot x_{N_{л}}} - C_{4N_{л}} \cdot e^{-\beta_{N_{л}} \cdot x_{N_{л}}} \right) \cdot \left(\cos(\beta_{N_{л}} \cdot x_{N_{л}}) - \sin(\beta_{N_{л}} \cdot x_{N_{л}}) \right) \right].
\end{aligned}$$

Для описания процессов, происходящих в правой реборде, составляем такую систему уравнений:

$$\begin{aligned}
& 2D_{o_{N_{пп-1}}} \cdot \beta_{N_{пп-1}}^3 \left[\left(C_{4N_{пп-6}} \cdot e^{\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}} - C_{4N_{пп-5}} \cdot e^{-\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}} \right) \left(\cos(\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}) + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. + \sin(\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}) \right) - \left(C_{4N_{пп-7}} \cdot e^{\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}} - C_{4N_{пп-4}} \cdot e^{-\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}} \right) \left(\cos(\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}) - \right. \right. \\
& \quad \left. \left. - \sin(\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}) \right) \right] + \lambda \left(e^{\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}} \left(C_{4N_{пп-7}} \cdot \sin(\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}) + C_{4N_{пп-6}} \cdot \cos(\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}) \right) + \right. \\
& \quad \left. + e^{-\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}} \left(C_{4N_{пп-5}} \cdot \sin(\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}) + C_{4N_{пп-4}} \cdot \cos(\beta_{N_{пп-1}} \cdot x_{N_{пп}}) \right) \right) = \\
& = 2D_{o_{N_{пп}}} \cdot \beta_{N_{пп}}^3 \left[\left(C_{4N_{пп-2}} \cdot e^{\beta_{N_{пп}} \cdot x_{N_{пп}}} - C_{4N_{пп-1}} \cdot e^{-\beta_{N_{пп}} \cdot x_{N_{пп}}} \right) \left(\cos(\beta_{N_{пп}} \cdot x_{N_{пп}}) + \sin(\beta_{N_{пп}} \cdot x_{N_{пп}}) \right) - \right. \\
& \quad \left. - \left(C_{4N_{пп-3}} \cdot e^{\beta_{N_{пп}} \cdot x_{N_{пп}}} - C_{4N_{пп}} \cdot e^{-\beta_{N_{пп}} \cdot x_{N_{пп}}} \right) \left(\cos(\beta_{N_{пп}} \cdot x_{N_{пп}}) - \sin(\beta_{N_{пп}} \cdot x_{N_{пп}}) \right) \right].
\end{aligned}$$

В левой реборде

$$\begin{aligned}
& 2D_{o_{N_{рл-1}}} \cdot \beta_{N_{рл-1}}^3 \left[\left(C_{4N_{рл-6}} \cdot e^{\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}} - C_{4N_{рл-5}} \cdot e^{-\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}} \right) \cdot \left(\cos(\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}) + \right. \right. \\
& \quad \left. \left. + \sin(\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}) \right) - \left(C_{4N_{рл-7}} \cdot e^{\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}} - C_{4N_{рл-4}} \cdot e^{-\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}} \right) \left(\cos(\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}) - \right. \right. \\
& \quad \left. \left. - \sin(\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}) \right) \right] + \lambda \left(e^{\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}} \cdot \left(C_{4N_{рл-7}} \cdot \sin(\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}) + C_{4N_{рл-6}} \cdot \cos(\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}) \right) + \right. \\
& \quad \left. + e^{-\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}} \left(C_{4N_{рл-5}} \cdot \sin(\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}) + C_{4N_{рл-4}} \cdot \cos(\beta_{N_{рл-1}} \cdot x_{N_{рл}}) \right) \right) = \\
& = 2D_{o_{N_{рл}}} \cdot \beta_{N_{рл}}^3 \left[\left(C_{4N_{рл-2}} \cdot e^{\beta_{N_{рл}} \cdot x_{N_{рл}}} - C_{4N_{рл-1}} \cdot e^{-\beta_{N_{рл}} \cdot x_{N_{рл}}} \right) \cdot \left(\cos(\beta_{N_{рл}} \cdot x_{N_{рл}}) + \sin(\beta_{N_{рл}} \cdot x_{N_{рл}}) \right) - \right. \\
& \quad \left. - \left(C_{4N_{рл-3}} \cdot e^{\beta_{N_{рл}} \cdot x_{N_{рл}}} - C_{4N_{рл}} \cdot e^{-\beta_{N_{рл}} \cdot x_{N_{рл}}} \right) \cdot \left(\cos(\beta_{N_{рл}} \cdot x_{N_{рл}}) - \sin(\beta_{N_{рл}} \cdot x_{N_{рл}}) \right) \right].
\end{aligned}$$

Систему линейных алгебраических уравнений для определения констант интегрирования C представим в матричном виде, то есть

$$[A] \cdot [C] = [B], \quad (2.20)$$

где $[A]$ – матрица системы, которую формируют путем подстановки общего решения (2.18) в систему уравнений (2.19), а именно:

Расстояния, на которые перемещаются характерные точки координатных линий оболочки барабана ШПМ под воздействием единичных сил, можем определить из уравнения (2.18), при условии, что $x = 0$, причем значения констант интегрирования подставляем из выражения (2.22), таким образом,

$$W_{i,j} = C_{i,j8-6} + C_{i,8j-4}, \quad (2.23)$$

где $i, j = 1 \dots N$.

Воспользовавшись уравнением (2.23), определяем компоненты матрицы податливости $[W]$, значения которых зависят от параметров конструктивно-ортотропной оболочки барабана и его упругих опор.

Выражение (2.23) можем преобразовать в матричную форму, то есть

$$\{w\} = [\Phi] \cdot \{C\},$$

в которой ненулевые компоненты матрицы $[\Phi]$

$$\Phi_{k,4k-2} = \Phi_{k,4k} = 1.$$

Теперь общее уравнение, описывающее матрицу податливости, имеет следующий вид:

$$[W] = [\Phi] \cdot [A]^{-1} \cdot [B]. \quad (2.24)$$

В итоге мы получили математическую модель деформирования обечайки барабана ШПМ под воздействием канатной нагрузки в виде уравнений (2.22) – (2.24). В рамках задачи исследования необходимо определить неизвестные параметры D , B , λ , χ , используя современные методы строительной механики, а для этого нужна физическая модель барабана ШПМ. Ее создание – важнейший этап данного исследования.

2.4. Разработка физической модели профилированного подкрепленного барабана

Барабан ШПМ, снабженный спиральной нарезкой под канат, представляет собой сложную пространственную тонкостенную подкрепленную кон-

струкцию. В ее составе – обечайка и подкрепления в виде ребер, косынок, реборд, лобовин и шпангоутов.

Здесь примем допущение об осесимметричности модели, а также о том, что она является совокупностью физических моделей подсистем барабана [54] (см. рис. 2.5); в частности обечайки и подкреплений, которые разрабатываем по отдельности, учитывая особенности функции каждого из элементов конструкции.

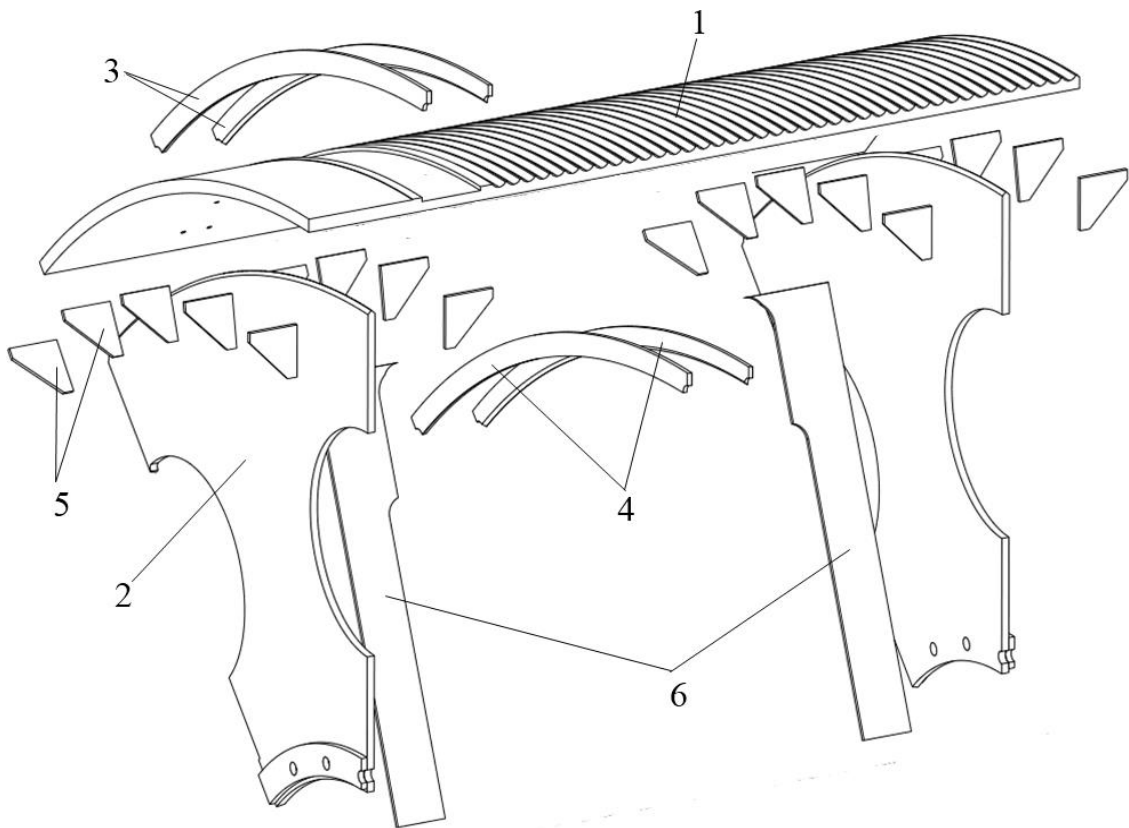


Рис. 2.5. Схема строения барабана ШПМ:

1 – обечайка; 2 – лобовина; 3 – реборды; 4 – шпангоуты; 5 – косынки; 6 – ребра

В создании этих упрощенных моделей использовали методы конструктивной ортотропии, метод многих масштабов и полуэмпирический подход.

Приведение конструкции к предусмотренному нами осесимметричному виду выполняем путем осреднения механических характеристик его подкреплений [4].

Итак, построение физической модели барабана невозможно без решения следующих подзадач:

1) Определение возможных погрешностей в работе конструкции, когда винтовую канавку барабана заменим осесимметричной моделью с последовательностью кольцевых канавок.

2) Построение физической модели обечайки.

3) Разработка физических моделей подкреплений барабана.

2.4.1. Определение погрешности НДС, возникающего в барабане с кольцевыми канавками

Так как было установлено, что неосесимметричная составляющая перемещений обечайки барабана достаточно мала, появилась возможность смоделировать на ней, вместо спиральной канавки, последовательность кольцевых канавок (см. рис. 2.6).

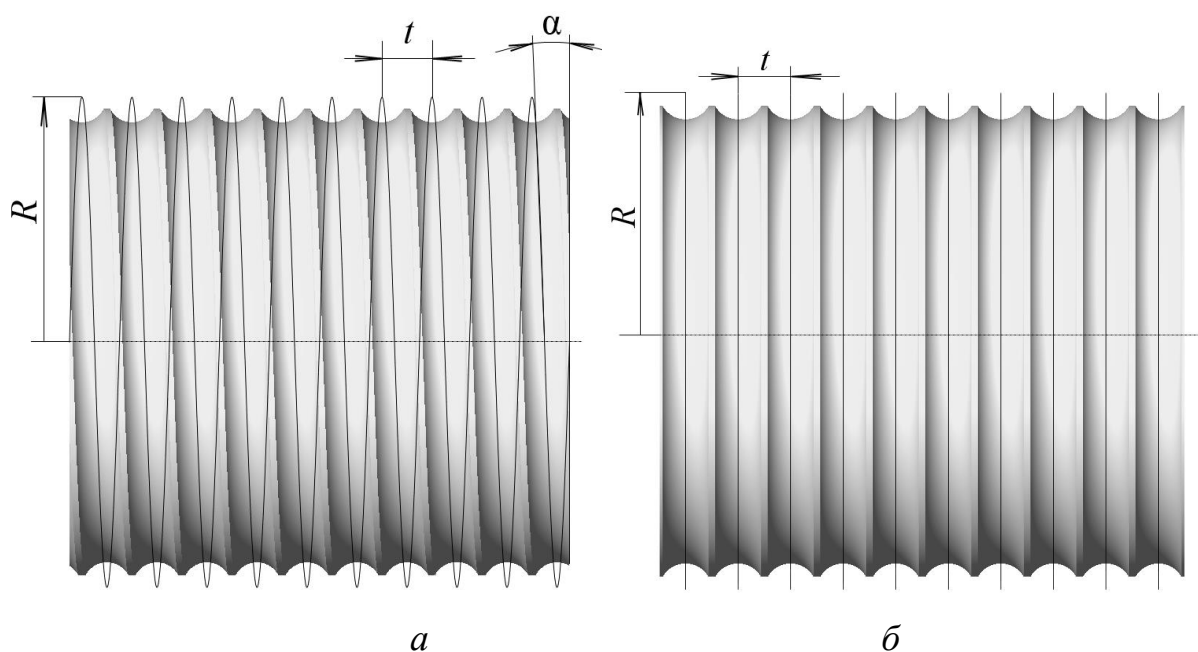


Рис. 2.6. Модель обечайки барабана со спиральной (а)
и с кольцевыми канавками (б)

С учетом заданного диапазона изменений геометрических параметров барабана ШПМ выполним расчеты НДС, возникающего в конструкции с винтовой канавкой, а также в модели при наличии последовательности кольцевых канавок, после чего оценим погрешность результата.

Расчеты выполняли при помощи вычислительного эксперимента с использованием МКЭ, принимая во внимание следующие допущения:

1. Нагрузку на обечайку под воздействием витков каната представляем в виде равномерного радиального давления, распределенного по дну канавки.

2. В исследовании неосесимметричной обечайки, вызванной наличием спиральной канавки, не учитываем влияние подкреплений барабана.

3. Стык лобовины со ступицей имеет вид жесткой заделки.

Для расчетов необходимы такие параметры профиля винтовой канавки барабана: t – шаг нарезки канавки; R_0 – радиус навивки; α – угол нарезки

$$\alpha = \frac{t}{2\pi \cdot R_0}.$$

Причем у барабанов крупных ШПМ $\alpha = 2,6 - 3,6^\circ$.

Рассмотренные выше параметры барабана приведем к безразмерным, то есть

$$\tilde{B} = B/R_0, \quad 0,8 \leq \tilde{B} \leq 1,15;$$

$$\tilde{h} = h/R_0, \quad 0,017 \leq \tilde{h} \leq 0,02;$$

$$\tilde{h}_л = h_л/R_0, \quad 0,01 \leq \tilde{h}_л \leq 0,0175,$$

где B – ширина барабана; h – толщина обечайки; $h_л$ – толщина лобовины.

Согласно плану вычислительного эксперимента диапазон значений угла α состоит из 11 уровней, а всех остальных параметров – из трех.

В расчетной схеме предусмотрены такие условия:

1) конечно-элементные модели барабана отражают спиральное и кольцевое строение канавок;

2) грани лобовин, примыкающие к ступицам, защемлены;

3) ко дну каждой канавки приложено радиальное давление, равное 2 МПа.

В результате эксперимента определяем перемещения и напряжения в обечайках барабанов, соответствующих двум типам размещения канавок (см. рис. 2.7, а, б).

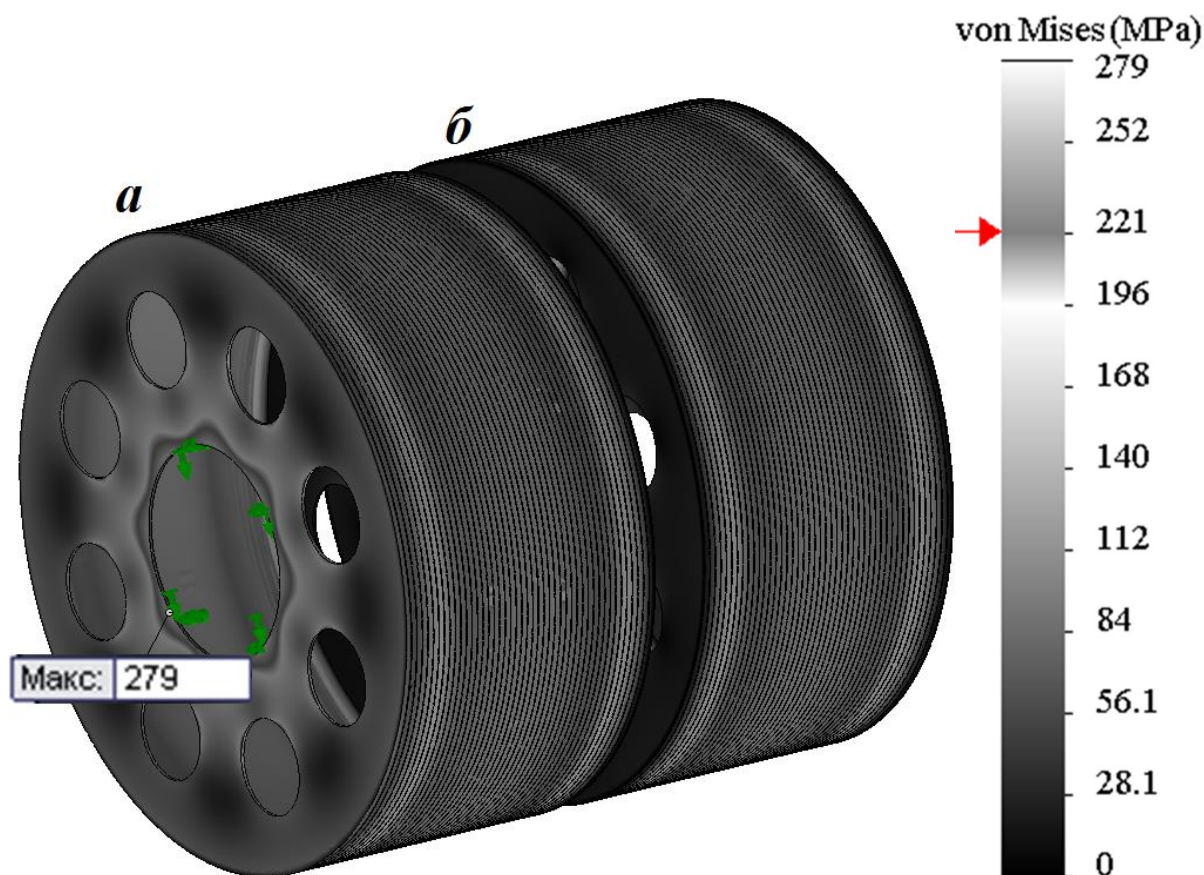


Рис. 2.7. Общий вид модели и диаграмма интенсивности напряжений в барабанах со спиральной канавкой (а) и последовательностью кольцевых канавок (б)

На базе проведенного вычислительного эксперимента получены кривые зависимости погрешности δ от угла нарезки канавки α (рис. 2.8).

Как свидетельствуют данные рисунка, вследствие изменения угла нарезки канавки от $2,6^\circ$ до $3,6^\circ$ относительные погрешности результатов монотонно увеличиваются, не превышая 6 % при измерении максимальных перемещений, и 10 % – в случае максимальной интенсивности напряжений в обечайке барабана. Таким образом, использование модели барабана с кольцевыми канавками дает решение, которое согласуется с результатами исследования барабана, имеющего спиральную канавку.

Учитывая вышесказанное, в моделировании НДС заменяем спиральные канавки на кольцевые и приходим к выводу, что в диапазоне исследуемых параметров погрешность результатов не превышает 10 %. Разброс значений относительной погрешности изменения интенсивности напряжений и пере-

мещений в обечайке при условии, что величина угла нарезки канавки постоянна, а также с учетом безразмерных параметров (ширины барабана, толщины обечайки и лобовины), не превышают 0,6 %.

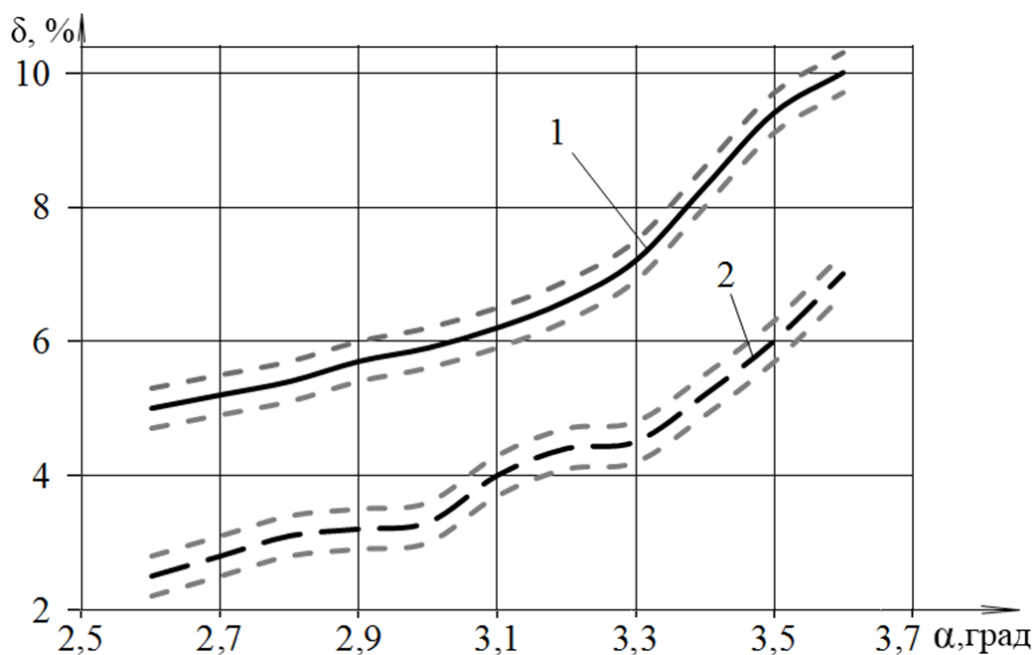


Рис. 2.8. Графики зависимости погрешности результатов определения параметра δ от угла нарезки α с учетом значений напряжения (1) и перемещения (2)

2.4.2. Построение физической модели обечайки барабана ШПМ

Согласно полученным ранее выводам относительно аналитического определения матрицы податливости обечайки необходимо сформулировать аналитическое выражение для расчета ее коэффициентов.

В разработке физической модели обечайки учтем аналитические выражения для расчета ее прогиба и интенсивности возникающих там напряжений.

Построение модели основано на применении идеи полуэмпирического подхода [99, 100], позволяющего упростить математическую модель объекта, в которой используются коэффициенты, рассчитанные опытным путем и подобранные таким образом, чтобы в определенном интервале изменения параметров расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовывались.

Для создания модели были использованы методы осреднения, двух масштабов, вычислительного эксперимента, конечных элементов (МКЭ).

Допустим, что смоделировать профилированную обечайку в виде оболочки переменной толщины можно, опираясь на гипотезы Кирхгофа – Лява [14 – 16].

Рассмотрим изгиб обечайки, имеющей профилированную наружную поверхность, описанную заданной нами функцией $f_z(x)$ с такими параметрами: средний радиус R , и толщина h , при этом оболочка испытывает равномерное радиальное давление q . Выделим из обечайки элемент (см. рис. 2.9) при помощи двух поперечных сечений, находящихся на расстоянии dx , и двух радиальных сечений, образующих между собой угол $d\varphi$. Расположим систему координат так, чтобы ось x была параллельна оси барабана, а ось z направлена внутрь по радиусу, начиная от срединной поверхности его гладкой оболочки, имеющей толщину h . Обозначим перемещения полученного элемента в направлении оси x через u , а в направлении оси z через w .

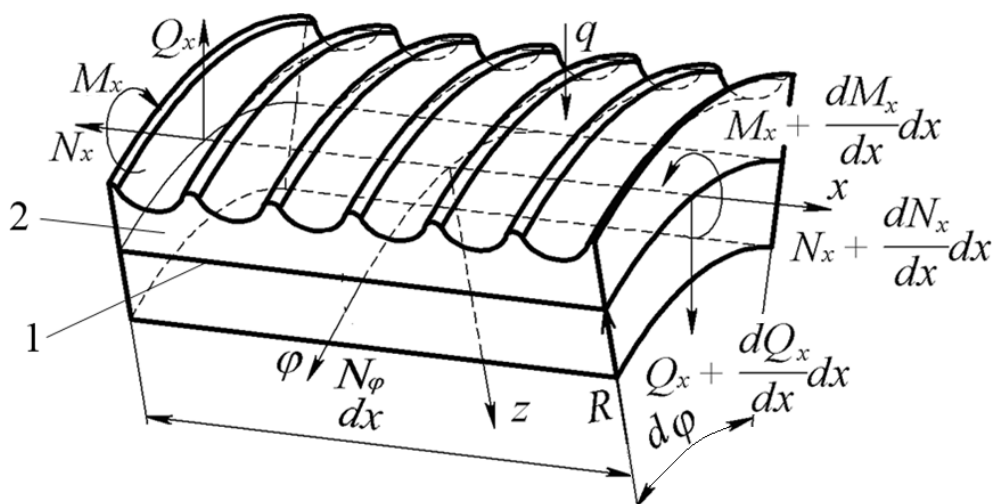


Рис. 2.9. Схема для расчета параметров элемента оболочки (1), эквивалентного части профилированной обечайки ШПМ (2)

Поскольку цилиндрическая оболочка и радиальная нагрузка осесимметричны, то поперечные силы Q_φ и крутящие моменты M_φ равны нулю, а продольная сила N_φ постоянна по длине окружности.

Применив статическую гипотезу Кирхгофа – Лява ($\tau_{xz}, \sigma_z = 0$), получим выражение для определения вариации внутренней потенциальной энергии оболочки.

Итак, внутренняя потенциальная энергия деформации профилированной обечайки длиной l

$$\delta U_k = R \int_0^{l_k} \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \left[\sigma_x \cdot \delta \varepsilon_x + \sigma_\varphi \cdot \delta \varepsilon_\varphi \right] dx \cdot d\varphi \cdot dz, \quad (2.25)$$

где $f_z(x)$ – функция, описывающая изгиб профиля канавки; R – радиус средней поверхности гладкой обечайки; h – толщина обечайки; продольная деформация $\varepsilon_x = \partial u / \partial x$; окружная деформация $\varepsilon_\varphi = -w/R$.

Согласно литературным данным [7], изгиб профиля канавки (см. рис. 2.10) можно описать такой функцией:

$$f_z(x) = \begin{cases} y_1 + r_d - \sqrt{r_d^2 - x^2}, & \text{если } 0 \leq x < x_2; \\ \frac{(x - x_2) \cdot (y_3 - y_2)}{(x_3 - x_2)} + y_2, & \text{если } x_2 \leq x < x_3; \\ y_4 - r_f + \sqrt{r_f^2 - (x - x_4)^2}, & \text{если } x_3 \leq x < x_4; \\ y_4, & \text{если } x_4 \leq x < x_5. \end{cases} \quad (2.26)$$

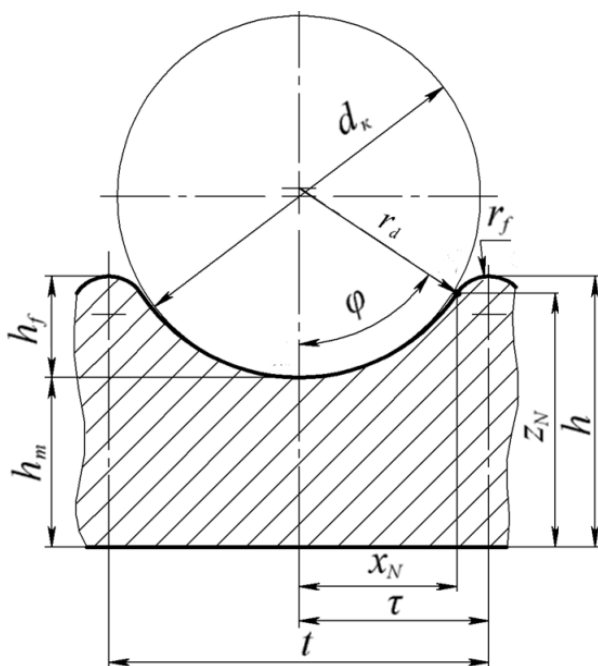


Рис. 2.10. Пример сечения профилированной канавки обечайки барабана ШПМ: d_k – диаметр каната; h_m – минимальная толщина обечайки

Здесь x и y координаты точек сопряжения, определяемые из таких выражений:

$$\begin{aligned} x_1 &= 0; & y_1 &= 0,5 \cdot h - h_f; \\ x_2 &= r_d \cdot \sin(\varphi); & y_2 &= y_1 + r_d \cdot (1 - \cos(\varphi)); \\ x_3 &= x_2 + a \cdot \sin(\varphi); & y_3 &= y_2 + b \cdot \sin(\varphi); \\ x_4 &= x_3 + r_f \cdot \sin(\varphi); & y_4 &= y_3 + r_f \cdot (1 - \cos(\varphi)); \\ x_5 &= x_4 + b; & y_5 &= y_4, \end{aligned}$$

где r_d – радиус дна канавки; радиус гребешка канавки $r_f = \frac{1}{2h_f} \cdot (\tau^2 + h_f^2) - r_d$;

h_f – высота гребешка; угол сопряжения $\varphi = \arctg\left(\frac{\tau}{r_d + r_f - h_f}\right)$.

В дальнейших расчетах предположим, что радиус дна канавки r_d равен половине шага ее нарезки τ , как это принято на НКМЗ. В этом случае выражение для расчета радиуса гребешка канавки принимает такой вид:

$$r_f = \frac{(\tau - h_f^2)}{2h_f}.$$

Следовательно, высота гребешка h_f не может превышать половину шага нарезки τ .

Построим на обечайке воображаемую эквидистантную поверхность, сдвинутую относительно нейтральной поверхности на величину e , и обозначим через $u_0(x)$ перемещение ее точек. К исследованию профилированной оболочки применим модифицированную кинематическую гипотезу Кирхгофа – Лява [83, 84], согласно которой поперечные перемещения не зависят от координаты z , то есть $w \equiv w(x)$.

При этом осевые перемещения можно описать такой формулой [26]:

$$u(x, z) \equiv u_0(x) + (e - z) \frac{dw}{dx}.$$

Согласно соотношению Коши относительная продольная деформация оболочки

$$\varepsilon_x(x, z) = \frac{\partial u(x, z)}{\partial x} = \frac{du_0(x)}{dx} + (e - z) \frac{d^2 w}{dx^2}.$$

В дальнейшем обозначим соотношение, описывающее деформацию эквидистантной поверхности $du_0(x)/dx$, через ε_{x_0} .

Выражения, по которым можно определить угол поворота и кривизну обечайки, имеют такой вид:

$$\psi(x) = \frac{dw}{dx}; \quad \kappa(x) = -\frac{d^2 w}{dx^2}. \quad (2.27)$$

Далее на основании закона Гука

$$\sigma_x(x, z) = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_x + \mu \cdot \varepsilon_\varphi) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\varepsilon_{x_0} + (e - z) \frac{d^2 w}{dx^2} - \mu \frac{w}{R} \right); \quad (2.28)$$

$$\sigma_\varphi(x, z) = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_\varphi + \mu \cdot \varepsilon_x) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(-\frac{w}{R} + \mu \left(\varepsilon_{x_0} + \frac{d^2 w}{dx^2} (e - z) \right) \right). \quad (2.29)$$

Теперь, используя уравнения (2.26) и (2.27), находим напряжения внутри и снаружи профилированной оболочки барабана, то есть

$$\begin{aligned} \sigma_{xв}(x) &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(\varepsilon_{x_0} + \frac{d^2 w}{dx^2} \left(e - \frac{h}{2} \right) - \mu \frac{w}{R} \right); \\ \sigma_{xн}(x) &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(\varepsilon_{x_0} + \frac{d^2 w}{dx^2} (e + f_z(x)) - \mu \frac{w}{R} \right); \\ \sigma_{\varphiв}(x) &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(-\frac{w}{R} + \mu \left(\varepsilon_{x_0} + \frac{d^2 w}{dx^2} \left(e - \frac{h}{2} \right) \right) \right); \\ \sigma_{\varphiн}(x) &= \frac{E}{1-\mu^2} \left(-\frac{w}{R} + \mu \left(\varepsilon_{x_0} + \frac{d^2 w}{dx^2} (e + f_z(x)) \right) \right). \end{aligned}$$

Интенсивность напряжений по критерию Мизеса

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\varphi)^2 + \sigma_\varphi^2 + \sigma_x^2}. \quad (2.30)$$

Подставив в уравнение (2.25) выражения, описывающие продольные и окружные напряжения и деформации в обечайке, можно сделать такие выводы:

$$\begin{aligned} \delta U_k &= R \int_0^{l_k} \int_0^{2\pi} \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \left[\sigma_x \cdot \delta \left(\varepsilon_{x0} + (e-z) \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \sigma_\varphi \left(-\frac{\delta w}{R} \right) \right] dx d\varphi dz = \\ &= 2\pi \cdot R \int_0^{l_k} \left(\delta(\varepsilon_{x0}) \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \sigma_x dz + \delta \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right) \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \sigma_x e dz + \delta \left(-\frac{d^2 w}{dx^2} \right) \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \sigma_x z dz + \left(-\frac{\delta w}{R} \right) \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \sigma_\varphi dz \right) dx. \end{aligned}$$

Далее вводим следующие обозначения внутренних силовых факторов:

$$N_x = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \sigma_x dz; \quad N_\varphi = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \sigma_\varphi dz; \quad M_x = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \sigma_x \cdot z dz. \quad (2.31)$$

С учетом уравнений (2.25) и (2.29) выражение для определения вариации потенциальной энергии будет иметь такое значение:

$$\delta U_k = 2\pi \cdot R \int_0^{l_k} \left(N_x \cdot \delta \varepsilon_{x0} - N_x \cdot e \cdot \delta \kappa + M_x \cdot \delta \kappa + N_\varphi \cdot \delta \varepsilon_\varphi \right) dx.$$

Сформулируем уравнение, аналогичное закону Гука, для расчета силовых факторов внутри оболочки, то есть

$$M_x = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \frac{E}{1-\mu^2} \left(\varepsilon_{x0} + (e-z) \frac{d^2 w}{dx^2} - \mu \frac{w}{R} \right) z dz; \quad (2.32)$$

$$N_\varphi = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \frac{E}{1-\mu^2} \left(-\frac{w}{R} + \mu \left(\varepsilon_{x0} + \frac{d^2 w}{dx^2} (e-z) \right) \right) dz; \quad (2.33)$$

$$N_x = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}+h_k} \frac{E}{1-\mu^2} \left(\varepsilon_{x0} + (e-z) \frac{d^2 w}{dx^2} - \mu \frac{w}{R} \right) dz. \quad (2.34)$$

Было также отмечено, что в зависимости от значений изгибной жесткости лобовин возможны две противоположные ситуации:

1) лобовины имеют высокую изгибную жесткость и препятствуют деформации оболочки в осевом направлении ($\varepsilon_{x0} = 0$);

2) жесткость лобовин позволяет свободно деформироваться оболочке в осевом направлении ($N_x = 0$).

Поскольку изгибная жесткость лобовин барабанов подъемных машин значительно ниже осевой жесткости обечайки, то более вероятна вторая предельная ситуация.

В итоге, после преобразования интеграла (2.34)

$$N_x = \frac{E}{(1-\mu^2)} \left(\left(\varepsilon_{x0} + e \frac{d^2w}{dx^2} - \mu \frac{w}{R} \right) \left(\frac{h}{2} + h_k + f_z(x) \right) + \frac{1}{2} \frac{d^2w}{dx^2} \left(f_z^2(x) - \frac{h^2}{4} \right) \right),$$

ПОЭТОМУ

$$\varepsilon_{x0} = - \frac{\frac{1}{2} \frac{d^2w}{dx^2} \left(f_z^2(x) - \frac{h^2}{4} \right)}{\left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right)} - e \frac{d^2w}{dx^2} + \mu \frac{w}{R} = - \frac{1}{2} \frac{d^2w}{dx^2} \left(f_z(x) - \frac{h}{2} + 2e \right) + \mu \frac{w}{R}. \quad (2.35)$$

Подставив полученное уравнение (2.35) в выражения для определения возникающих в оболочке барабана изгибающего момента (2.32) и окружной силы (2.33), получим такие значения упомянутых параметров:

$$\begin{aligned} M_x &= \int_{-f_z(x)}^{+0,5h} \frac{E}{1-\mu^2} \left(- \frac{1}{2} \frac{d^2w}{dx^2} \left(f_z(x) - \frac{h}{2} + 2e \right) + \mu \frac{w}{R} + (e-z) \frac{d^2w}{dx^2} - \mu \frac{w}{R} \right) z dz = \\ &= \int_{-f_z(x)}^{+0,5h} \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{d^2w}{dx^2} \left(\frac{h}{4} - \frac{f_z(x)}{2} - z \right) z dz = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{d^2w}{dx^2} \left(\frac{h}{8} z^2 - \frac{f_z(x)}{4} z^2 - \frac{z^3}{3} \right) \Big|_{-f_z(x)}^{+0,5h} = \\ &= - \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{d^2w}{dx^2} \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_\phi &= \int_{-f_z(x)}^{+0,5h} \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left(- \frac{w}{R} + \mu \left(- \frac{1}{2} \frac{d^2w}{dx^2} \left(f_z(x) - \frac{h}{2} + 2e \right) + \mu \frac{w}{R} + \frac{d^2w}{dx^2} (e-z) \right) \right) dz = \\ &= \int_{-f_z(x)}^{+0,5h} \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left(- \frac{w}{R} + \mu \left(\frac{d^2w}{dx^2} \left(\frac{h}{4} - \frac{f_z(x)}{2} - z \right) + \mu \frac{w}{R} \right) \right) dz = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
N_\varphi &= \int_{-f_z(x)}^{+0,5h} \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left(-\frac{w}{R} + \mu \left(-\frac{1}{2} \frac{d^2 w}{dx^2} \left(f_z(x) - \frac{h}{2} + 2e \right) + \mu \frac{w}{R} + \frac{d^2 w}{dx^2} (e-z) \right) \right) dz = \\
&= \int_{-f_z(x)}^{+0,5h} \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left(-\frac{w}{R} + \mu \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \left(\frac{h}{4} - \frac{f_z(x)}{2} - z \right) + \mu \frac{w}{R} \right) \right) dz = \\
&= \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left(-\frac{w}{R} z + \mu \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \left(\frac{h}{4} z - \frac{f_z(x)}{2} z - \frac{1}{2} z^2 \right) + \mu \frac{w}{R} z \right) \right) \Big|_{-f_z(x)}^{0,5h} = -\frac{Ew}{R} \cdot \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right); \\
N_\varphi &= -\frac{Ew}{R} \cdot \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right).
\end{aligned}$$

Отсутствие в полученных путем преобразований выражениях параметра e свидетельствует о том, что в расчетах осесимметричной деформации профилированной оболочки нет необходимости учитывать смещение ее нейтральной линии.

Итак, уравнения, описывающие внутренние силовые факторы в оболочке барабана, принимают такой вид:

$$M_x(x) = D(x) \cdot \kappa(x) = -D(x) \frac{d^2 w(x)}{dx^2}; \quad (2.36)$$

$$N_\varphi(x) = B(x) \cdot \varepsilon_\varphi(x) = -B(x) \frac{w(x)}{R}, \quad (2.37)$$

где $D(x)$ и $B(x)$ – функции изгибной и кольцевой жесткости профилированной оболочки, каждая из которых имеет следующий вид:

$$D(x) = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x) \cdot h^2}{16} + \frac{f_z^2(x) \cdot h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right); \quad (2.38)$$

$$B(x) = E \cdot \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right). \quad (2.39)$$

Используя полученные выражения (2.35), (2.38), (2.39), делаем вывод, что уравнение (2.28), описывающее осевое напряжение в оболочке, и (2.29) – для определения радиального, приобретают соответственно такой вид:

$$\sigma_x(x, z) = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_x + \mu \cdot \varepsilon_\varphi) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\varepsilon_{x_0} + (e-z) \frac{d^2 w}{dx^2} - \mu \frac{w}{R} \right)$$

$$\text{или } \sigma_x(x, z) = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{M_x}{D(x)} \cdot \left(\frac{f_z(x)}{2} - \frac{h}{4} + z \right); \quad (2.40)$$

$$\sigma_\varphi(x, z) = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left(\frac{N_\varphi}{B} \cdot (1-\mu^2) + \mu \cdot \left(\frac{M_x}{D(x)} \cdot \left(\frac{f_z(x)}{2} - \frac{h}{4} + z \right) \right) \right);$$

$$\text{или } \sigma_\varphi(x, z) = \frac{E \cdot N_\varphi}{B} + \mu \cdot \sigma_x(x, z). \quad (2.41)$$

Принимая во внимание полученные нами результаты преобразований, записываем уравнения для определения напряжений, возникающих на внутренней и внешней поверхностях профилированной оболочки барабана, а именно:

$$\sigma_{xв}(x) = -\frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{d^2w}{dx^2} \cdot D(x) \cdot \left(\frac{f_z(x)}{2} + \frac{h}{4} \right);$$

$$\sigma_{xн}(x) = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{d^2w}{dx^2} \cdot D(x) \cdot \left(\frac{f_z(x)}{2} + \frac{h}{4} \right);$$

$$\sigma_{\varphiв}(x) = -\frac{w}{R} - D(x) \cdot \mu \cdot \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{d^2w}{dx^2} \cdot \left(\frac{f_z(x)}{2} + \frac{h}{4} \right);$$

$$\sigma_{\varphiн}(x) = -\frac{w}{R} + D(x) \cdot \mu \cdot \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{d^2w}{dx^2} \cdot \left(\frac{f_z(x)}{2} + \frac{h}{4} \right).$$

Согласно принципу возможных перемещений оболочки барабана [8, 10], сумма значений работы внешних и внутренних сил, возникающих вследствие любых кинематически вероятных перемещений точек оболочки как упругой системы, равна нулю, то есть

$$\delta U - \delta A = 0. \quad (2.42)$$

В связи с этим работа внешних сил, вызывающих перемещения оболочки,

$$\delta A = \int_0^{2\pi} \int_0^l q \cdot \delta w \cdot d\varphi \cdot dx = 2 \cdot \pi \cdot R \int_0^l q \cdot \delta w \cdot dx.$$

Подставив в уравнение (2.42) соответствующие выражения, проинтегрируем по частям уравнение для определения вариации внутренней потенциальной энергии, а именно:

$$\begin{aligned}
\delta U &= 2\pi \cdot R \int_0^l \left(-M_x \cdot \delta \frac{d^2 w}{dx^2} - N_\varphi \frac{\delta w}{R} \right) dx = \\
&= 2\pi \cdot R \cdot \left(-M_x \cdot \delta \left(\frac{dw}{dx} \right) \Big|_0^l + \int_0^l \left(\frac{dM_x}{dx} \cdot \delta \left(\frac{dw}{dx} \right) \right) dx - \int_0^l N_\varphi \cdot \frac{\delta w}{R} dx \right) = \\
&= 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \left(-M_x \cdot \delta \left(\frac{dw}{dx} \right) \Big|_0^l + \frac{dM_x}{dx} \delta w \Big|_0^l - \int_0^l \left(\frac{d^2 M_x}{dx^2} \cdot \delta w \right) dx - \int_0^l N_\varphi \frac{\delta w}{R} dx \right).
\end{aligned}$$

Теперь уравнение (2.40) принимает такой вид:

$$-M_x \cdot \delta \left(\frac{dw}{dx} \right) \Big|_0^l + \frac{dM_x}{dx} \cdot \delta w \Big|_0^l - \int_0^l \left(\frac{d^2 M_x}{dx^2} + \frac{N_\varphi}{R} + q \right) \delta w \cdot dx = 0.$$

Делаем вывод, что поскольку значения вариации δw произвольны, а сумма внеинтегральных членов уравнения с учетом граничных условий обращается в нуль, подынтегральное выражение тоже равно нулю. Таким образом, учитывая следующие условия: $\delta w = 0$ и $\delta(dw/dx) \neq 0$, в точках $x = 0$ и $x = l$, считаем справедливым, что

$$M_x = 0; \quad \frac{dM_x}{dx} \neq 0.$$

Теперь уравнение для определения равновесия оболочки примет следующий вид:

$$\frac{d^2 M_x}{dx^2} + \frac{N_\varphi}{R} + q = 0.$$

Подставив в предыдущую формулу выражения (2.36) и (2.37), получим уравнение, описывающее равновесие участка профилированной осесимметричной оболочки барабана, то есть

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D(x) \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{B(x) \cdot w}{R^2} = q. \quad (2.43)$$

В отличие от описанного в работе [4] применения метода двух масштабов к преобразованию уравнений второго порядка, авторы настоящей моно-

графии использовали метод для уравнения четвертого порядка, выполнив при этом осреднение коэффициентов.

Поскольку канавка обечайки барабана нарезана с постоянным шагом t , то периодичность функций $D(x)$ и $B(x)$ соответствует величине t . Для расчета характеристик обечайки длиной l и с большим числом канавок, у которых $l \gg t$, можно дополнительно использовать параметр $\nu = t/l$, а, кроме переменной x , применить такую: $\xi = x/\nu$.

Будем искать значение величины w в виде полинома, то есть

$$w(x) = \sum_{i=0}^M \nu^i \cdot w_i(x, \xi),$$

где M – порядок полинома.

Используя метод двух масштабов, уравнение равновесия (2.43) можно записать следующим образом:

$$D_0 \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B_0}{R^2} w = q, \quad (2.44)$$

где осредненные значения изгибной D_0 и кольцевой B_0 жесткости

$$D_0 = \tau \cdot \left(\int_0^\tau (D(x))^{-1} dx \right)^{-1}; \quad (2.45)$$

$$B_0 = \frac{1}{\tau} \cdot \int_0^\tau B(x) dx. \quad (2.46)$$

Здесь половина шага нарезки витков $\tau = t/2$.

Подставляя в интегралы значения функций (2.38) и (2.39), получим аналитические уравнения для определения осредненных значений кольцевой и изгибной жесткости профилированной оболочки барабана, а именно:

$$D_a = \frac{E \cdot \tau}{(1 - \mu^2)} \left(\int_0^\tau \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x) \cdot h^2}{16} + \frac{f_z^2(x) \cdot h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right)^{-1} dx \right)^{-1}; \quad (2.47)$$

$$B_a = \int_0^{\tau} \frac{E}{\tau} \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right) dx. \quad (2.48)$$

В отличие от уравнений, описывающих равновесие оболочки, выполненной из изотропного материала, где параметры D и B связаны между собой, характеристика профилированной оболочки не содержит такой связи. Это позволяет рассматривать последнюю как конструктивно-ортотропную, а ее модули упругости определяют из следующих выражений соответственно:

– осевому направлению

$$E_1 = \frac{12D \cdot (1 - \mu^2)}{h^3 + \frac{12D}{E_2}}. \quad (2.49)$$

– окружному направлению

$$E_2 = B_0/h. \quad (2.50)$$

После применения этих величин уравнение для расчета равновесия профилированной обечайки можно записать как формулу, описывающую тот же параметр конструктивно-ортотропной оболочки, то есть

$$\frac{E_1 \cdot h^3}{12(1 - \mu_1 \cdot \mu_2)} \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{E_2 \cdot h}{R^2} w = q,$$

здесь коэффициенты Пуассона, определяемые в окружном и осевом направлениях, $\mu_1 = \mu$, $\mu_2 = \mu \cdot E_1/E_2$ соответственно.

Осевые напряжения, которые возникают в верхних и нижних слоях конструктивно-ортотропной оболочки на участках, соответствующих i -й координатной линии, можно рассчитать таким образом:

$$\sigma_{xв} = -\frac{E_1 \cdot h \cdot \kappa}{2(1 - \mu^2)}; \quad \sigma_{xн} = \frac{E_2 \cdot h \cdot \kappa}{2(1 - \mu^2)}; \quad (2.51)$$

а развивающиеся там же окружные напряжения приобретают такие значения:

$$\sigma_{\text{фв}} = -\frac{E_2 \cdot w}{R} - \frac{E_1 \cdot h \cdot \mu \cdot \kappa}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{\text{фн}} = \frac{E_2 \cdot w}{R} + \frac{E_1 \cdot h \cdot \mu \cdot \kappa}{2(1-\mu^2)}. \quad (2.52)$$

Применяя к нашим формулировкам полуэмпирический подход, уточним значение изгибной жесткости оболочки путем введения коэффициента редуцирования k_p , определенного в процессе вычислительного эксперимента, а далее заменим переменные в уравнениях (2.49) и (2.50) D_0 на D и B_0 на B при условии, что $D = k_p D_0$, а $B = B_0$.

Для определения изгибной жесткости конечно-элементной модели барабана рассмотрим чистый изгиб профилированной обечайки. Основываясь на теории изгиба тонких оболочек [1 – 3, 45], предположим, что в нашем случае действует гипотеза прямых нормалей Тимошенко – Рейсснера.

Чтобы проверить данное предположение, построим средствами SolidWorks Simulation расчетную модель профилированной оболочки, ограничившись 10 шагами нарезки (см. рис. 2.11). С целью исключения неравномерности распределения НДС вблизи правого края оболочки в зоне приложения изгибающего момента предусмотрим как кинематическое граничное условие симметрии на трех ее боковых краях. Для расчетов в качестве контрольного выбираем сечение профиля, проходящее через крайний левый его гребешок.

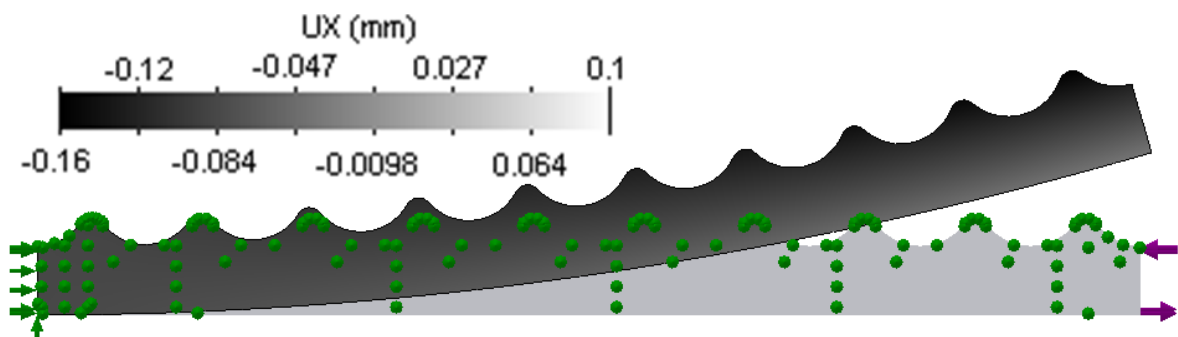


Рис. 2.11. Схема профилированной обечайки и результаты расчета ее параметров

Из результатов расчета (рис. 2.11) следует, что деформированный нижний край оболочки представляет собой круговую цилиндрическую поверх-

ность, а нормали, которые проходят под гребешком и под дном канавки, остаются прямыми.

Чтобы упростить расчетную модель и сократить время вычислений, в дальнейшем будем исследовать так называемую полуканавку, т. е. участок обечайки, длина которого равна половине шага нарезки t .

Чтобы убедиться, насколько выделенная нами полуканавка соответствует модели (см. рис. 2.11) рассмотрим два расчетных случая приложения изгибающего момента: в первом – правый край остается плоским (рис. 2.12, *а*), во втором – он может деформироваться (рис. 2.12, *б*).

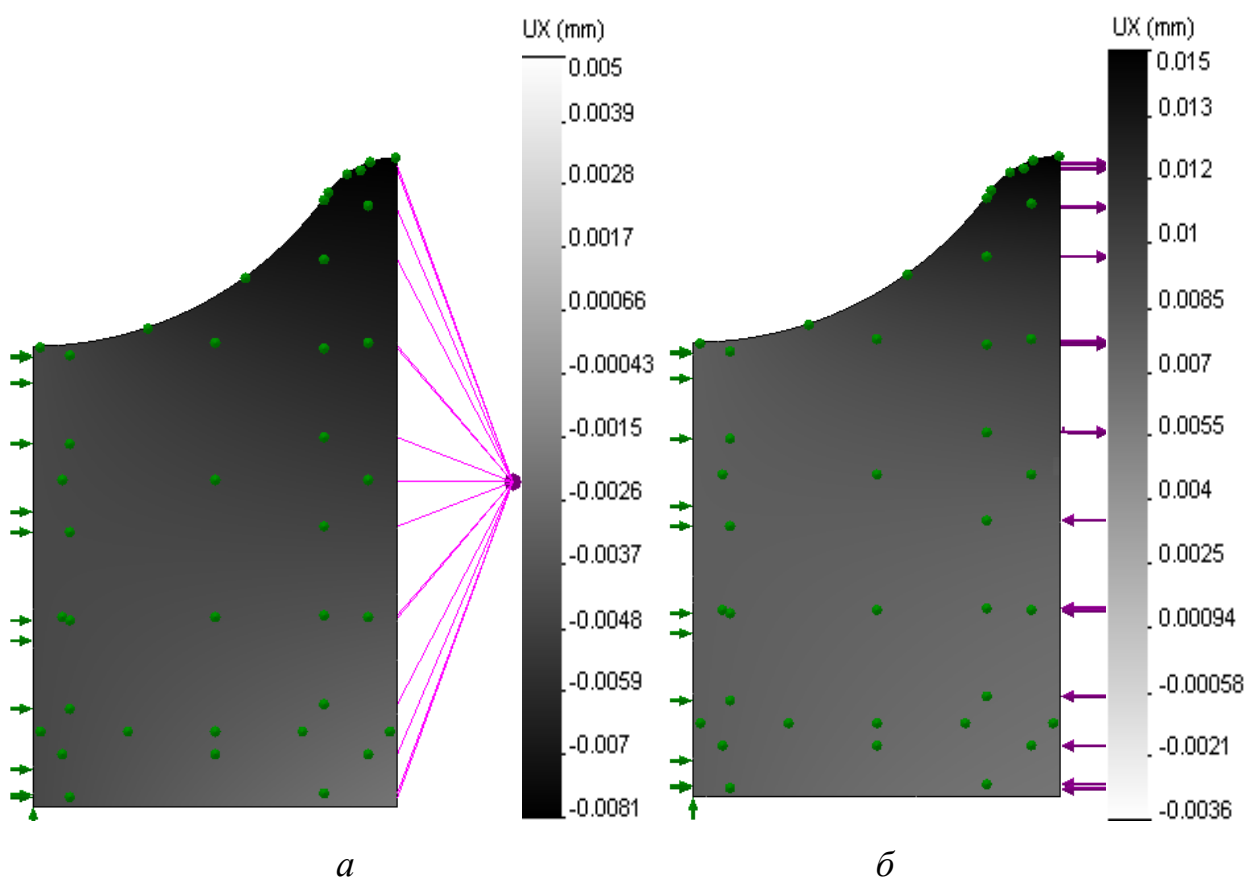


Рис. 2.12. Схемы полей перемещения НДС в «полуканавке» и результаты расчета граничных условий под воздействием:

а – момента «жесткая связь»; *б* – распределенного изгибающего момента

Как показывают графики на рис. 2.13, перемещения правого края «полуканавки» и профилированной оболочки в левом сечении вблизи заделки, в случае приложения распределенного момента его деформация не соответ-

ствуется гипотезе прямых нормалей, а при воздействии момента «жесткая связь» упомянутая деформация практически полностью совпадает с деформацией профилированной оболочки.

Сравнение представленных на рис. 2.13 результатов позволяет сделать такие выводы:

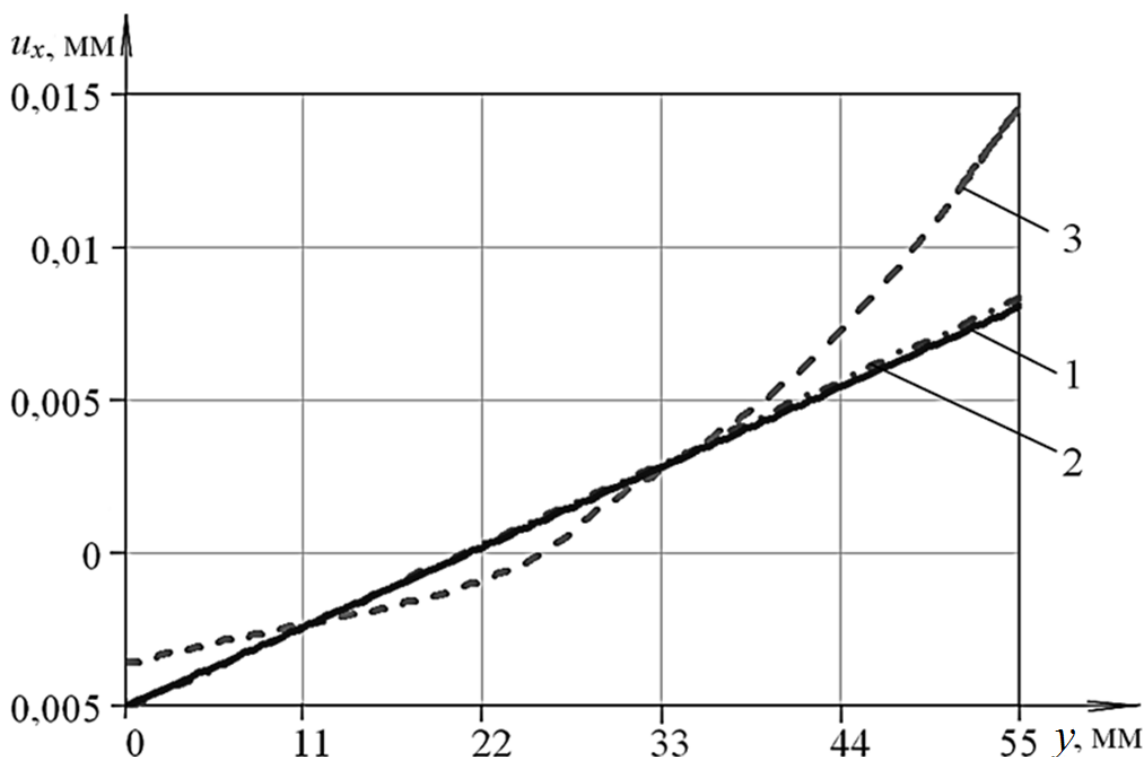


Рис. 2.13. Графики перемещения правого профиля оболочки барабана:

- 1 – в месте контрольного сечения длинной оболочки;
- 2 – в «полуканавке» под воздействием момента «жесткая связь»;
- 3 – там же в случае приложения распределенного момента

1. Вполне обоснованной можно считать применимость гипотезы Тимошенко – Рейсснера о прямых нормалях при изгибе профилированной оболочки барабана ШПМ.

2. В расчетной модели «полуканавки» необходимо учесть воздействие момента «жесткая связь».

Для определения необходимого в наших расчетах коэффициента редуцирования k_p проведем двухфакторный вычислительный эксперимент по исходным данным, которые сведены в табл. 2.1. Они отражают параметры ба-

рабанов ШПМ диаметром 5 и 6 м. Эксперимент осуществляли, используя программный продукт SolidWorks Simulation.

Таблица 2.1

Параметры обечайки барабанов ШПМ, мм

d_o	d_k	h_f	t
5000	29	9	32
5000	34,5	10	36
5000	36,5	11	40
5000	39,5	12	45
5000	44,5	13,5	50
5000	53,5	15	56
5000	56	16	63
5000	63	18	71
6000	31	10	34

d_o	d_k	h_f	t
6000	34,5	11	37
6000	36,5	12	40
6000	39,5	13	44
6000	43	14	48
6000	46,5	15	52
6000	50,5	16	56
6000	56	16	62
6000	63	16	68

Исследуемый участок профилированной оболочки барабана моделируем как плоский изгиб пластинки соответствующего профиля, ее толщина $b = 3$ мм. Схему участка приводим на рис. 2.14.

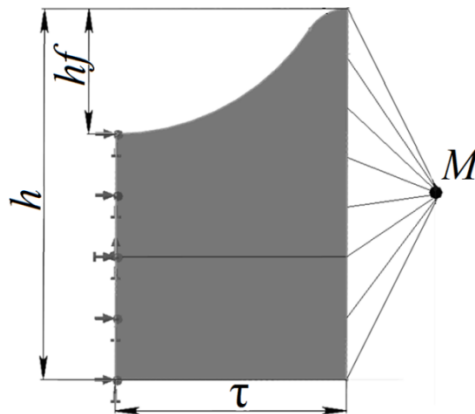


Рис. 2.14. Схема для проведения вычислительного эксперимента по определению величины k_p

Для расчета определяем такие граничные условия: передняя и левая грани оболочки – симметричны; правая грань не изгибается, а только поворачивается как жесткое целое под воздействием приложенного сосредоточенного момента M , нижняя левая грань «полуканавки» зафиксирована.

На рис. 2.15 изображено поле осевых перемещений пластинки с такими параметрами: $t = 62$ мм, $h = 55$ мм, $h_f = 16$ мм.

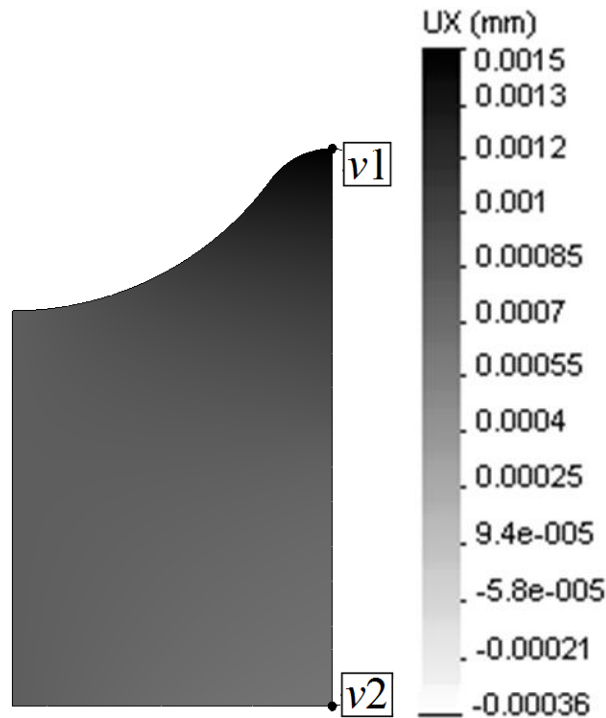


Рис. 2.15. Диаграмма осевых перемещений, возникающих в профилированной оболочке

Чтобы определить угол поворота кромки ψ , измерим расстояния перемещений ее крайних точек v_1 и v_2 в направлении горизонтальной оси x таким образом:

$$\psi = \frac{v_1 + v_2}{h}. \quad (2.53)$$

Затем вычислим кривизну поворота κ и изгибную жесткость D_s по следующим формулам:

$$\kappa = \psi / \tau; \quad (2.54)$$

$$D_s = M / \kappa. \quad (2.55)$$

Соответственно выражение для расчета коэффициента редуцирования примет такой вид:

$$k_p = D_3/D_0. \quad (2.56)$$

Вычислительный эксперимент по определению этой величины проводили с применением встроенного в SolidWorks программного модуля «Исследование проектирования». Переменными в расчетах выступали геометрические параметры профиля h , h_f и t , в частности были заданы их дискретные значения. Для каждой комбинации параметров в процессе эксперимента программа находила расстояния, на которые перемещались точки и составляла соответствующие отчеты, данные из которых затем обрабатывались с применением формул (2.51) – (2.54) для нахождения искомой величины l_3 . Результаты расчетов представлены в табл. 2.2 и 2.3.

Таблица 2.2

Значения коэффициента k_p с учетом геометрических параметров
профиля обечайки барабана ШПМ диаметром 5 м

h , мм	d_k , мм							
	29	34,5	36,5	39,5	44,5	53,5	56	63
55	0,892	0,890	0,888	0,887	0,885	0,883	0,881	0,880
50	0,865	0,864	0,862	0,860	0,858	0,857	0,855	0,853
45	0,839	0,838	0,836	0,834	0,833	0,831	0,829	0,828
40	0,822	0,820	0,818	0,817	0,815	0,813	0,812	0,810

Таблица 2.3

Значения коэффициента k_p с учетом геометрических параметров
профиля обечайки барабана ШПМ диаметром 6 м

h , мм	d_k , мм								
	31	34,5	36,5	39,5	43	46,5	50,5	56	63
55	0,890	0,889	0,887	0,886	0,885	0,883	0,882	0,881	0,879
50	0,863	0,862	0,861	0,859	0,858	0,857	0,856	0,854	0,853
45	0,837	0,836	0,835	0,834	0,832	0,831	0,830	0,829	0,827
40	0,821	0,819	0,818	0,817	0,816	0,815	0,813	0,812	0,811

Чтобы воспользоваться методом планирования вычислительного эксперимента, введем такие безразмерные геометрические параметры: $\eta = h_f/h$; $\theta = t/h$.

Назовем расчетными точки (на графике рис. 2.16, *a* зависимости параметров η и θ), значения которых соответствуют данным таблиц 2.2, 2.3. На этом же рисунке функция $\theta_0(\eta) = 2\eta$, ее график (нижняя линия) ограничивает область допустимых значений упомянутых величин.

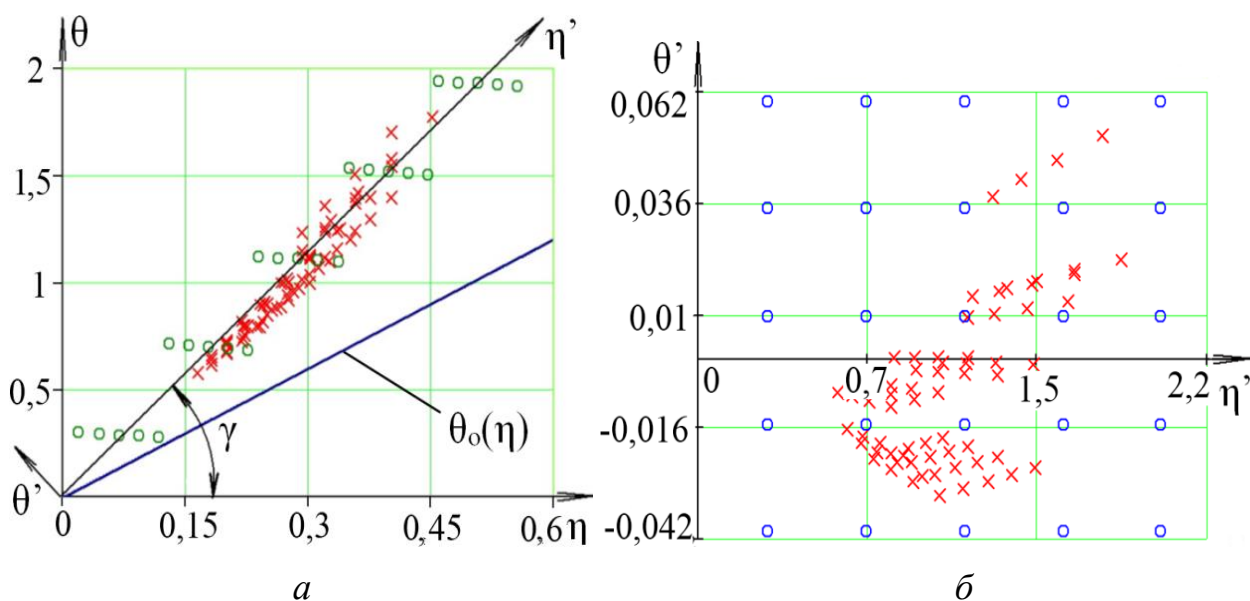


Рис. 2.16. Графическая интерпретация планирования вычислительного эксперимента:

a – в начальной системе координат; *б* – в повернутой системе координат;

× – значения параметров из табл. 2.2, 2.3;

○ – размещение точек для проведения эксперимента

Для оптимальности планирования эксперимента повернем систему координат (угол поворота $\gamma = 1,31$ рад). Величину угла подбираем таким образом, чтобы новая ось θ' проходила между расчетными точками.

Стало быть, при повороте осей на угол γ координаты меняются следующим образом:

$$\eta = \eta' \cdot \cos \gamma - \theta' \cdot \sin \gamma; \quad \theta = \eta' \cdot \sin \gamma + \theta' \cdot \cos \gamma; \quad \eta' = \eta \cdot \cos \gamma + \theta \cdot \sin \gamma; \quad \theta' = -\eta \cdot \sin \gamma + \theta \cdot \cos \gamma.$$

Зададим уровни и интервалы варьирования значений параметров η' и θ' , сведем их в табл. 2.4, а полученные в результате проведения вычислительного эксперимента точки разместим на рис. 2.16, *a*.

Таблица 2.4

Выходные данные к проведению вычислительного эксперимента
по определению параметров барабана ШПМ

Наименование и обозначение факторов	Уровни варьирования значений					Интервалы варьирования
	-1	-0,5	0	0,5	1	
Приведенное значение высоты гребешка η'	0,3	0,725	1,15	1,602	2	0,425
Приведенное значение шага нарезки θ'	-0,04	-0,015	0,01	0,035	0,06	0,025

Для удобства вычислений в эксперименте принимали во внимание, что толщина листа $h = 50$ мм. Полученные результаты эксперимента представлены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Значения параметров обечайки барабана ШПМ,
полученные в результате вычислительного эксперимента

k_p	η	θ	h_f	τ
1	2	3	4	5
0,810	0,11600	0,27954	5,80000	6,98850
0,813	0,09185	0,28599	4,59250	7,14975
0,817	0,06769	0,29243	3,38450	7,31075
0,820	0,04354	0,29888	2,1770	7,47200
0,823	0,01938	0,30533	0,96900	7,63325
0,827	0,22559	0,69017	11,2795	17,25425
0,830	0,20143	0,69662	10,0715	17,4155
0,833	0,17728	0,70306	8,86400	17,5765
0,837	0,15312	0,70951	7,65600	17,73775
0,840	0,12897	0,71596	6,44850	17,8990
0,843	0,33517	1,10080	16,7585	27,52000
0,847	0,31102	1,10724	15,5510	27,68100
0,850	0,28687	1,11369	14,3435	27,84225
0,854	0,26271	1,12014	13,1355	28,00350
0,857	0,23856	1,12658	11,9280	28,16450
0,860	0,44476	1,51143	22,2380	37,78575
0,864	0,42061	1,51787	21,0305	37,94675
0,867	0,39645	1,52432	19,8225	38,10800
0,871	0,37230	1,53077	18,6150	38,26925

1	2	3	4	5
0,874	0,34814	1,53721	17,4070	38,43025
0,878	0,55435	1,92206	27,7175	48,0515
0,881	0,53019	1,92850	26,5095	48,2125
0,885	0,50604	1,93495	25,3020	48,37375
0,888	0,48188	1,94139	24,0940	48,53475
0,892	0,45773	1,94784	22,8865	48,6960

Чтобы упростить расчеты, вместо параметров η и θ вводим безразмерную величину ε , которая отражает относительную глубину канавки, и показатель ζ , характеризующий ее форму. Их значения определяем из таких выражений:

$$\varepsilon = h_f / h_m; \quad \zeta = t / h_f. \quad (2.57)$$

Установив связь между новыми и предыдущими параметрами, получим следующие уравнения: $\varepsilon = \eta / (1 - \eta)$; $\zeta = \theta / \eta$.

Для обработки полученных результатов воспользуемся методом регрессионного анализа [22]. Предусмотрим, что аппроксимирующий полином 3-й степени для функции $k_p(\varepsilon, \zeta)$ будет иметь такой вид:

$$k_p(\varepsilon, \zeta) = z_1 + z_2 \cdot \varepsilon + z_3 \cdot \zeta + z_4 \cdot \varepsilon^2 + z_5 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + z_6 \cdot \zeta^2 + z_7 \cdot \varepsilon^3 + z_8 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + z_9 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 + z_{10} \cdot \zeta^3,$$

здесь $\{z\}^T = \{z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7 \ z_8 \ z_9 \ z_{10}\}$, это вектор неизвестных параметров, определяемый методом наименьших квадратов, согласно которому минимизируется сумма квадратов отклонений полинома $k_p(\varepsilon, \zeta)$ от вычисленных значений k_{pi} , то есть

$$\Delta = \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi})^2,$$

где N – количество граф в табл. 2.5.

Приравняв нулю частные производные от функции Δ , получим систему уравнений для определения вектора $\{z\}$, а именно:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial z_1} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_2} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \varepsilon_i = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_3} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \zeta_i = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_4} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \varepsilon_i^2 = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_5} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \varepsilon_i \cdot \zeta_i = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_6} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \zeta_i^2 = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_7} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \varepsilon_i^3 = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_8} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_9} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \varepsilon_i \cdot \zeta_i^2 = 0; \\ \frac{\partial}{\partial z_{10}} \Delta = 2 \sum_{i=1}^N (k_p(\varepsilon_i, \zeta_i) - k_{pi}) \cdot \zeta_i^3 = 0, \end{array} \right.$$

которую преобразуем к стандартному виду, то есть $[K] \cdot \{z\} = \{G\}$.

Теперь запишем уравнения для расчета составляющих системы в таком виде:

$$[K] = \begin{bmatrix} N & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i & \sum_{i=1}^N \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^3 \\ \sum_{i=1}^N \varepsilon_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^3 \\ \sum_{i=1}^N \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^4 \\ \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^5 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^3 \\ \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^4 \\ \sum_{i=1}^N \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^4 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^4 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^5 \\ \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^5 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^6 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^5 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^3 \\ \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 \cdot \zeta_i & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^6 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^5 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^4 \\ \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^4 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^5 \cdot \zeta_i^2 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^4 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^4 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^5 \\ \sum_{i=1}^N \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^4 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^4 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^5 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^3 \cdot \zeta_i^3 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i^4 & \sum_{i=1}^N \varepsilon_i \cdot \zeta_i^5 & \sum_{i=1}^N \zeta_i^6 \end{bmatrix}$$

$$\{G\}^T = \left[\sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \varepsilon_i \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \zeta_i \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \varepsilon_i^2 \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \varepsilon_i \cdot \zeta_i \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \zeta_i^2 \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \varepsilon_i^3 \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \varepsilon_i^2 \cdot \zeta_i \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \varepsilon_i \cdot \zeta_i^2 \quad \sum_{i=1}^N t_{\vartheta i} \cdot \zeta_i^3 \right].$$

Используя метод исключения Гаусса [22], получим регрессионную функцию для определения приведенного значения изгибной жесткости оболочки барабана, а именно:

$$k_p(\varepsilon, \zeta) = 1,347 - 0,5 \cdot \varepsilon - 0,295 \cdot \zeta + 0,61 \cdot \varepsilon^2 + 0,016 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + 0,074 \cdot \zeta^2 - 0,195 \cdot \varepsilon^3 - 0,021 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + 0,007 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 - 0,006 \cdot \zeta^3. \quad (2.58)$$

Оценим погрешность полученной регрессионной зависимости с точки зрения абсолютного среднеквадратичного $\varepsilon_{\text{ср.кв}}$ и максимального относительного β отклонения значений параметров, определенных методом регрессионного анализа и экспериментальным путем, в частности,

$$\varepsilon_{\text{ср.кв}} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N \Delta_i^2}}{N} = 2,064 \cdot 10^{-2}; \quad \beta_{\text{max}} = \frac{\varepsilon_{\text{ср.кв}}}{\min(t_{\vartheta i}, i=1 \dots N)} \cdot 100 \% = 0,39 \%,$$

здесь $\Delta_i = t_{\vartheta}(\varepsilon_i, \zeta_i) - t_{\vartheta i}$.

Полученные в этих расчетах небольшие значения абсолютной среднеквадратичной и максимальной относительной погрешностей могут служить основанием для правомерности использования в эксперименте выведенной нами регрессионной зависимости.

На рис. 2.15 представлена графическая интерпретация зависимости коэффициента редуцирования k_p от параметров ε и ζ в диапазоне варьируемых значений упомянутых величин.

Как показывает диаграмма, значение изгибной жесткости обечайки может уменьшаться на 19 %, что можно объяснить отсутствием нормальных напряжений в местах контура канавки этой оболочки. Вот почему значение изгибной жесткости оказалось меньше полученного в результате применения статистической гипотезы Кирхгофа – Лява. Таким образом, возникла необходимость введения в расчеты коэффициента редуцирования.

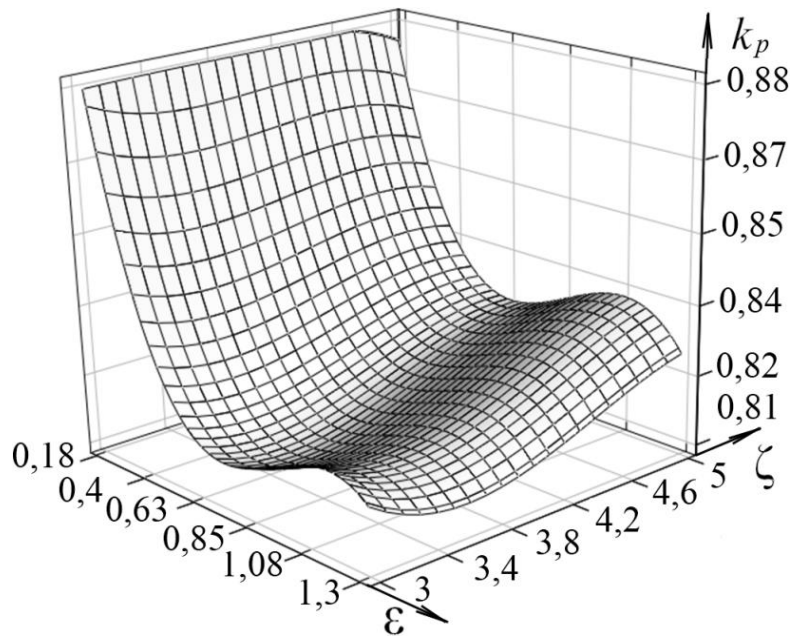


Рис. 2.15. Диаграмма зависимости коэффициента редуцирования k_p от параметров ε и ζ

Для более детального анализа функции $k_p(\varepsilon, \zeta)$ рассмотрим ее кривые (рис. 2.16), которые соответствуют минимальным и максимальным значениям безразмерных параметров ε, ζ .

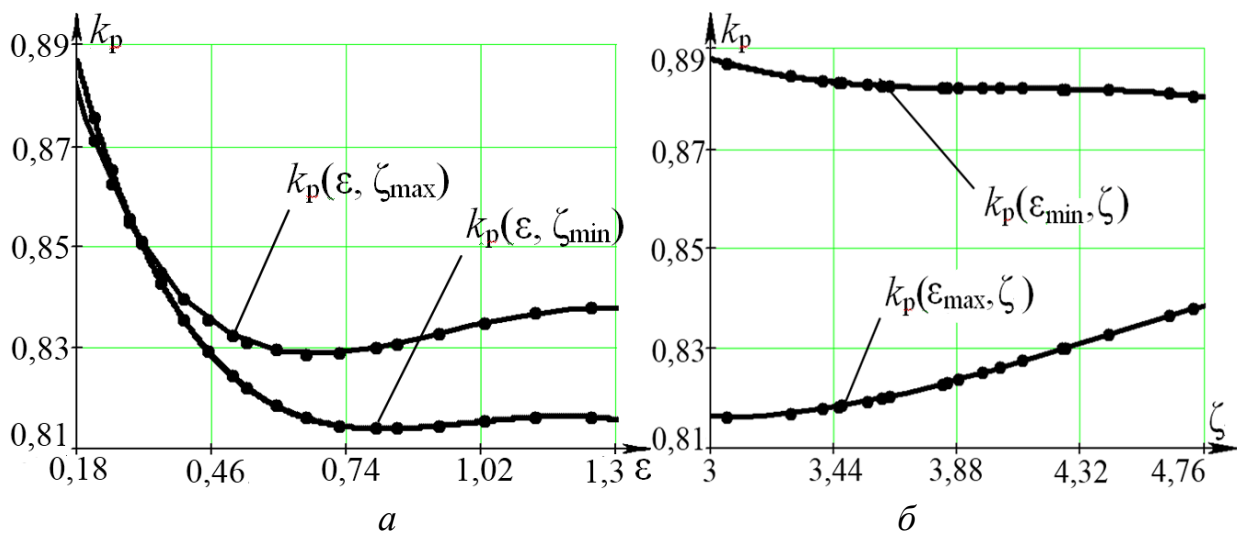


Рис. 2.16. Графики изменения значений коэффициента редуцирования

Как видно из зависимости коэффициента редуцирования k_p от безразмерных параметров профиля ε и ζ (рис. 2.16), при уменьшении высоты гребешка значение первой величины стремится к 1. А в момент, когда $\varepsilon = 0,5$, можно считать, что $k_p = 0,82$ (с погрешностью 3 %).

В результате выражение, описывающее, изгибную жесткость, может быть представлено в таком виде:

$$D = \left(1,347 - 0,5 \cdot \varepsilon - 0,295 \cdot \zeta + 0,61 \cdot \varepsilon^2 + 0,016 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + \right. \\ \left. + 0,074 \cdot \zeta^2 - 0,195 \cdot \varepsilon^3 - 0,021 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + 0,007 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 - 0,006 \cdot \zeta^3 \right) \times \\ \times \frac{E \cdot \tau}{(1 - \mu^2)} \cdot \left(\int_0^{\tau} \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x) \cdot h^2}{16} + \frac{f_z^2(x) \cdot h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right) dx \right)^{-1} \quad (2.59)$$

Выражение (2.57), полученное с применением полуэмпирического подхода, имеет вид произведения осредненной жесткости и коэффициента редуцирования, для выражения которого на основании вычислительного эксперимента построена аппроксимационная зависимость.

Сопоставим значение изгибной жесткости обечайки барабана 2Ц-6×2,4, полученное по формуле (2.59), с результатами вычислений по методике, разработанной в ПАО «НКМЗ» (где была учтена минимальная толщина стенки), и по методике Зинченко [86].

Например, с учетом таких параметров обечайки: $h_m = 30$ мм, $h_f = 15$ мм и $\tau = 24$ мм, изгибная жесткость $D = 5,12 \cdot 10^5$ Н·м (результат применения методики ПАО «НКМЗ»). Вычисления, выполненные при помощи разработанного авторами метода дали такой результат: $D = 6,43 \cdot 10^5$ Н·м, что на 25 % больше предыдущего.

В то же время рассчитанные параметры профиля обечайки барабана 2Ц-6×2,4 производства ПАО «НКМЗ», в частности ее эквивалентная толщина близки к значениям данной характеристики, полученным по методике Зинченко. При этом разработанный авторами метод позволяет определить изгибную жесткость обечайки любого профиля. По этой причине значения изгибной жесткости именно профилированной обечайки, приведенные в работе Федоровой З.М. и Зинченко С.Н. [86], вызывают сомнения, поскольку значение жесткости гладкой оболочки занижено в 12 раз.

Как показало применение нового метода, полученное значение цилиндрической жесткости на 25 % превышает результаты расчетов, выполненных

с использованием методов предшественников. Данный эффект вызван возможностью учесть в новом методе геометрическую форму профиля и проведение вычислений МКЭ на более мелкой сетке.

2.4.3. Построение физических моделей подкреплений барабана в виде дискретных кольцевых пружин сжатия и кручения

Чтобы осуществить поставленную задачу, нужно определить зависимость жесткостных характеристик подкреплений от их геометрических параметров.

Способом решения был избран вычислительный эксперимент с использованием МКЭ.

В вычислениях были приняты такие допущения:

1. Соединение лобовин барабана со ступицей можно заменить связью «жесткая заделка».

2. Все подкрепления подвержены воздействию радиального давления и изгибающего момента.

В создании механической модели лобовины учитываем допущение об осесимметричном характере возникающих в ней НДС, а это позволяет выполнить эквивалентную замену лобовины пружинами сжатия с жесткостью λ и пружинами кручения с жесткостью χ (см. схему рис. 2.17).

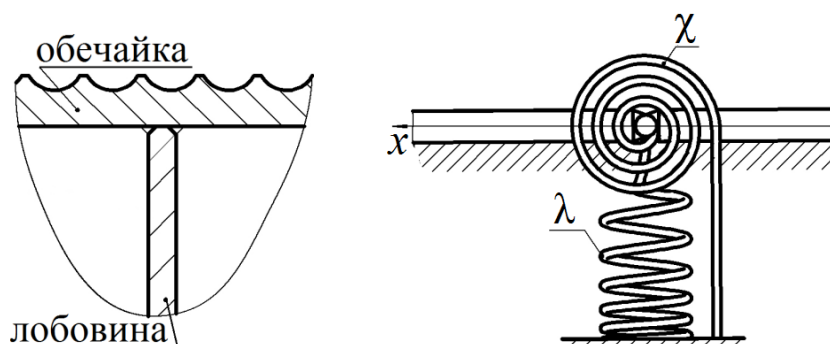


Рис. 2.17. Замена стыка обечайки и лобовины пружинами сжатия и кручения

Теперь можем рассчитать изгибную и радиальную жесткость лобовин путем проведения вычислительного эксперимента методом конечно-элементного моделирования средствами программы SolidWorks Simulation. На рис. 2.18

представлена схема к расчету параметров лобовины толщиной $h_{\text{л}}$, внешним радиусом $R_{\text{л}}$ и радиусом центрального отверстия для монтажа ступицы $R_{\text{с}}$.

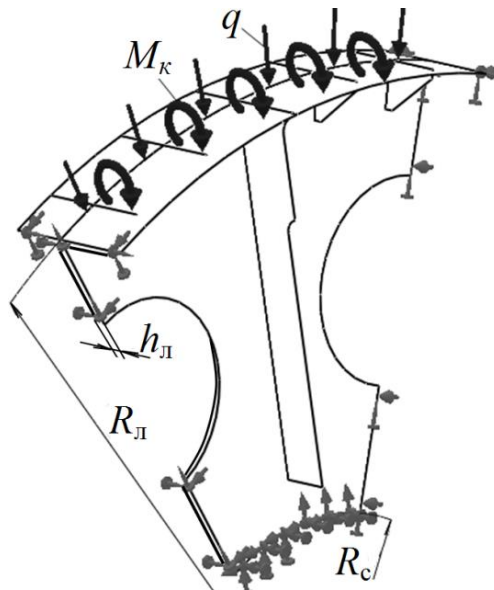


Рис. 2.18. Данные для проведения вычислительного эксперимента

В расчетах приняли такие граничные условия, касающиеся кромок лобовин: запрет на перемещение центрального отверстия; на повороты лобовины вокруг оси барабана и вдоль ее радиуса на кромках, образованных сечениями; невозможность поступательных окружных движений. Одновременно учитывали, что к наружной круговой кромке объекта приложен окружной крутящий момент $M_{\text{к}}$ и действует равномерно распределенное давление q .

Изгибную жесткость лобовины вычисляем как отношение приложенного момента $M_{\text{к}}$ к среднему углу поворота ψ ее наружной круговой кромки, то есть

$$\chi = \frac{4M_{\text{к}}}{\pi \cdot R_{\text{л}} \cdot \psi}. \quad (2.60)$$

Радиальную жесткость можем определить в виде отношения приложенного давления q к среднему значению радиального перемещения $w_{\text{л}}$ наружной круговой кромки, что соответствует такому выражению:

$$\lambda = \frac{q \cdot h_{\text{л}}}{w_{\text{л}}}. \quad (2.61)$$

Введем безразмерные параметры, свойственные лобовине барабана, а именно: безразмерный радиус $\rho = R_{\text{л}}/R_{\text{с}}$; безразмерная толщина $\delta = h_{\text{л}}/R_{\text{с}}$.

Далее задаем шаг (интервал) измерений и уровни варьирования значений введенных нами величин (см. табл. 2.6).

Таблица 2.6

Заданные исходные условия для проведения численного эксперимента

Параметр	Уровень варьирования			Шаг
	-1	0	1	
ρ	2,5	3,1	3,7	0,6
δ	0,024	0,038	0,05	0,012

В качестве выходных для проведения численного эксперимента также принимаем такие параметры:

$$\text{безразмерная кольцевая жесткость } \tilde{\lambda} = \frac{\lambda}{B} = \frac{\lambda}{E \cdot h_{\text{л}}}; \quad (2.62)$$

$$\text{безразмерная изгибная жесткость } \tilde{\chi} = \frac{\chi}{D} = \frac{12 \cdot \chi (1 - \mu)}{E \cdot h_{\text{л}}^3}. \quad (2.63)$$

С применением конечно-элементной модели лобовины барабана провели вычислительный эксперимент, в процессе которого удалось определить значения радиальных перемещений обечайки (рис. 2.19, а) и угла поворота ее наружной кромки (рис. 2.19, б).

Полученные результаты обработали при помощи метода наименьших квадратов, вследствие чего были найдены зависимости значений изгибной и радиальной жесткости от параметров $R_{\text{л}}$ и $h_{\text{л}}$, которые соответствуют таким уравнениям:

$$\tilde{\lambda}(\rho) = 54,5 - 22,3 \cdot \rho + 3 \cdot \rho^2; \quad (2.64)$$

$$\tilde{\chi}(\rho, \delta) = 0,71 - 0,041 \cdot \rho - 2,35 \cdot \delta - 0,065 \cdot \rho^2 - 7,1 \cdot \rho \cdot \delta + 224,5 \cdot \delta^2. \quad (2.65)$$

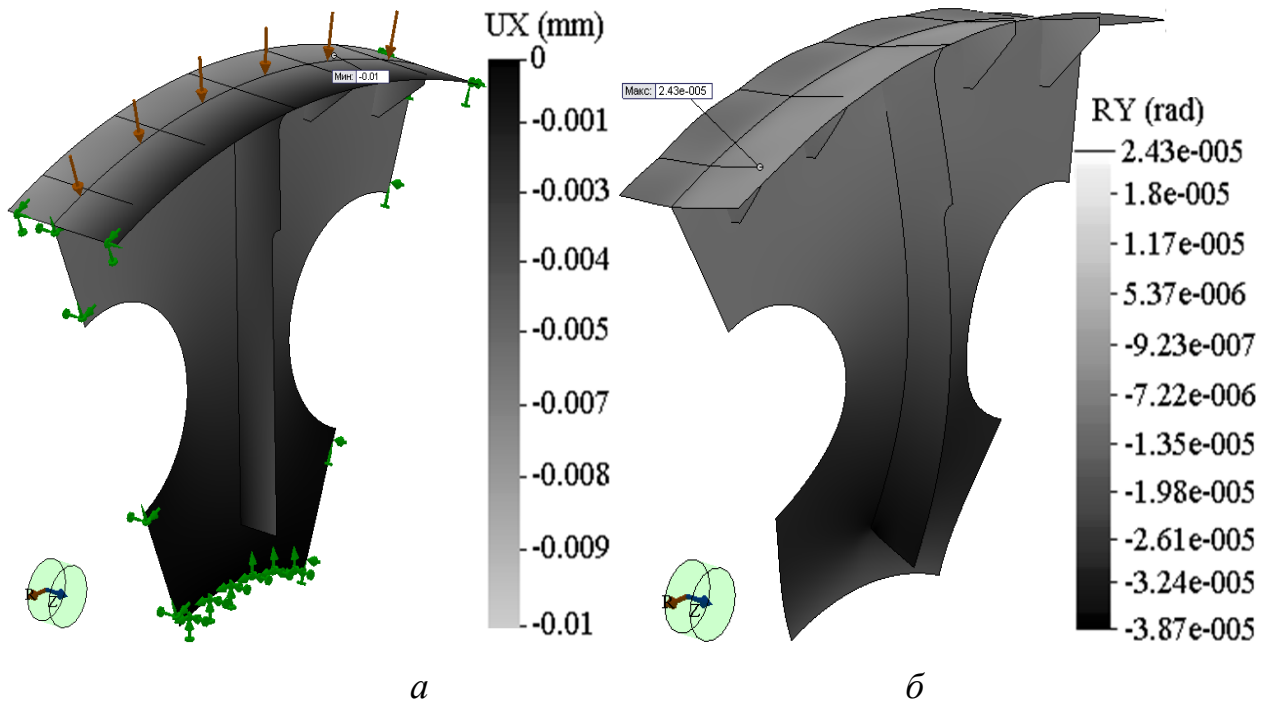


Рис. 2.19. Результат численного анализа процессов, происходящих в лобовине барабана (с применением МКЭ)

При этом абсолютная среднеквадратичная погрешность аппроксимации не превышает 1,6 %, а максимальная относительная – 5,3 %.

Аналогично тому, как был исследован стык обечайки барабана с лобовиной, рассмотрим ее стыки со шпангоутом и ребордой, которые можно представить в виде кольцевых пластинок [23, 81, 82], имеющих определенные жесткостные характеристики.

Аналитические выражения для определения значений радиальной и изгибной жесткости шпангоута и реборды соответственно имеют такой вид:

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{B_{\text{ш}} \cdot (b_{\text{ш}}^2 - a_{\text{ш}}^2)}{(1 + \mu) \cdot (a_{\text{ш}}^2 \cdot b_{\text{ш}} + (1 + 2\mu) \cdot b_{\text{ш}}^3)}; \quad \chi_{\text{ш}} = \frac{D_{\text{ш}} \cdot (b_{\text{ш}}^2 - a_{\text{ш}}^2) \cdot (1 - \mu^2)}{b_{\text{ш}}^3 \cdot (1 - \mu) + b_{\text{ш}} \cdot a_{\text{ш}}^2 \cdot (1 + \mu)}. \quad (2.66)$$

$$\chi_{\text{р}} = \frac{D_{\text{р}} \cdot (b_{\text{р}}^2 - a_{\text{р}}^2) \cdot (1 - \mu^2)}{a_{\text{р}}^3 \cdot (1 - \mu) + b_{\text{р}}^2 \cdot a_{\text{р}} \cdot (1 + \mu)}; \quad \lambda_{\text{р}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot (b_{\text{р}}^2 - a_{\text{р}}^2)}{(1 + \mu) \cdot (a_{\text{р}} \cdot b_{\text{р}}^2 + (1 + 2\mu) \cdot a_{\text{р}}^3)}, \quad (2.67)$$

где $a_{\text{ш}}$, $a_{\text{р}}$ – внутренний радиус шпангоута и реборды соответственно; $b_{\text{ш}}$, $b_{\text{р}}$ – внешний радиус тех же элементов; кольцевая жесткость пластинки

$B = E \cdot h$; изгибная жесткость пластинки $D = E \cdot h^3 / 12(1 - \mu^2)$; h – толщина подкрепляющего элемента.

Для построения механической модели косынок и ребер воспользуемся допущением об осесимметричном характере возникающих там НДС, что дает возможность заменить их кольцами эквивалентной толщины h_k , объем которых равен объему упомянутых подкрепляющих элементов.

Эквивалентную толщину кольца можно определить по такой формуле:

$$h_k = \frac{2 \cdot V_{\text{п}} \cdot n}{l_{\text{п}} \cdot R}, \quad (2.68)$$

где $V_{\text{п}}$ – объем подкрепления; $l_{\text{п}}$ – длина подкрепления; n – количество подкрепляющих элементов, расположенных по кругу.

Таким образом, удалось построить механические модели подкрепляющих элементов барабана. При этом реборды и шпангоуты представлены в виде упругих опор, работающих на сжатие и кручение. Кроме того, были получены аналитические зависимости для определения параметров упругих опор. В результатах расчетов абсолютная среднеквадратичная погрешность составила 1,6 %, а максимальная относительная – 5,3 %.

2.5. Постановка алгоритма определения расчетных нагрузок, возникающих в барабане ШПМ

Зададим условие, по которому номер витка грузового каната k соответствует номеру варианта нагружения v .

Допустим, что в расчете параметров барабана ШПМ использован такой вариант нагружения, при котором достигается максимальная интенсивность напряжений, возникающих в его конструктивно-ортотропной оболочке.

Метод определения расчетных нагрузок предусматривает выполнение перечисленных ниже действий:

1. Используя уравнения (2.48) – (2.50), (2.58), (2.64) – (2.68), определяют параметры конструктивно-ортотропной оболочки, в частности, значения из-

гибной D и кольцевой B жесткости, модулей упругости E_1, E_2 , коэффициентов Пуассона μ_1, μ_2 ; а также параметры упругих опор, то есть изгибную χ и кольцевую жесткость λ .

2. В зависимости от значений параметров конструктивно-ортотропной оболочки и упругих опор, при помощи уравнений (2.22) – (2.24) вычисляют компоненты матрицы податливости $[W]$.

3. Применяя значения компонентов матрицы податливости $[W]$, согласно математической модели намотки каната (2.8) – (2.17) определяют матрицу вариантов нагружения с такими компонентами: $P_{j,k}, j = 1, \dots, N$ – номер канавки, $k = 1, \dots, N_r$ – номер варианта нагружения.

4. Применительно ко всем вариантам нагружения барабана по нижеприведенным формулам определяют вектор $\{\sigma\}$, каждый k -й компонент которого отражает максимальную интенсивность напряжений σ_k , возникающих в оболочке и соответствующих k -му варианту нагружения. Итак, в соответствии с рассчитанной нагрузкой смоделированная нами конструктивно-ортотропная осесимметричная оболочка испытывает напряжения, которые можно определить по следующим формулам:

- осевые (продольные) в верхних и нижних слоях

$$\sigma_{\text{xB}_i} = \frac{E_{2k} \cdot \kappa_i}{1 - \mu_1 \cdot \mu_2} \left(\frac{h_m}{2} + \frac{h}{4} \right); \quad \sigma_{\text{xB}_i} = -\frac{E_{2k} \cdot \kappa_i}{1 - \mu_1 \cdot \mu_2} \left(\frac{h_m}{2} + \frac{h}{4} \right); \quad (2.69)$$

- окружные (кольцевые)

$$\sigma_{\text{ФH}_i} = -\frac{E_{1k} \cdot w_i}{R} - \frac{E_{2k} \cdot \mu_1 \cdot \kappa_i}{1 - \mu_1 \cdot \mu_2} \cdot \left(\frac{h_m}{2} + \frac{h}{4} \right); \quad (2.70)$$

$$\sigma_{\text{ФB}_i} = -\frac{E_{1k} \cdot w_i}{R} + \frac{E_{2k} \cdot \mu_1 \cdot \kappa_i}{1 - \mu_1 \cdot \mu_2} \cdot \left(\frac{h_m}{2} + \frac{h}{4} \right).$$

5. Вариант нагружения, при котором компонент вектора $\{\sigma\}$ достигает максимального значения, определяется как основной для расчета при помощи МКЭ сил, возникающих в барабане ШПМ.

2.6. Выводы к разделу 2

1. Метод определения расчетных нагрузок при намотке каната на цилиндрический барабан и его размотке, основывается на условии моделирования упомянутого процесса в виде последовательного надевания на барабан и снятие с него предварительно растянутых гладких упругих колец, жесткость которых равна продольной жесткости каната, тогда как цилиндрический барабан считают подкрепленной осесимметричной конструктивно-ортотропной оболочкой. Данные для определения НДС, возникающих в барабане, выбирают с учетом вариантов его нагружения, соответствующих различным положениям подъемных сосудов в стволе.

2. Построение описанной выше математической модели выполняли таким образом, чтобы первоначальный радиус каждого кольца был определен в расчете на равенство усилия, возникающего в нем после надевания, силе натяжения каната.

3. Разработанный рекуррентный процесс решения системы уравнений, описывающих математическую модель, дает возможность определить значение линейной силы, которая возникает при надевании каждого кольца.

4. Построена математическая модель процесса деформирования обечайки подкрепленного барабана в виде системы линейных алгебраических уравнений, в результате аналитического решения которой получили матрицу податливости $[W]$, причем оказалось, что ее компоненты зависят от неизвестных параметров конструктивно-ортотропной оболочки и упругих опор.

5. Было доказано, что, моделируя НДС, спиральные канавки на барабане можно заменить кольцевыми, при этом в диапазоне полученных значений исследуемых параметров погрешность не превышает 10 %.

6. Разброс значений относительной погрешности в определении результатов интенсивности возникающих напряжений и расстояние перемещений обечайки, когда угол нарезки канавок неизменен и когда учтены безразмерные параметры (ширина барабана, толщина обечайки и лобовины), не превышает 0,6 %.

7. Как показал анализ результатов вычислительного эксперимента по исследованию НДС, возникающих при работе двух цилиндрических барабанов, которые имеют спиральную и кольцевую канавки, под воздействием радиального давления и вследствие изменения угла нарезки от $2,6^\circ$ до $3,6^\circ$ относительные погрешности полученных величин при замене спиральной канавки последовательностью кольцевых монотонно увеличиваются, не превышая 6 % относительно максимальных перемещений, и 10 % с учетом максимальной интенсивности напряжений.

3. ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДОСТОВЕРНОСТИ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК В БАРАБАНЕ ШПМ

3.1. Постановка задачи

В современных литературных источниках не отражены методики проведения и результаты экспериментальных исследований по ослаблению натяжения витков каната на цилиндрическом барабане из-за его радиальных деформаций. Дело в том, что определение величины этих деформаций в процессе эксплуатации шахтных подъемных установок является весьма сложной задачей ввиду специфики работы этих машин, к тому же требует значительных финансовых затрат.

В связи с этим, для подтверждения достоверности предложенного авторами метода определения расчетных нагрузок при намотке каната на цилиндрический барабан используем лабораторную установку, моделирующую этот процесс, а затем проведем вычислительный эксперимент. В лабораторных испытаниях исходим из того, что метод как научный инструмент должен обеспечить отсутствие разночтений результатов, полученных в процессе повторных опытов.

Одной из основных задач метода является выбор расчетных параметров по максимальным напряжениям в конструктивно-ортотропной оболочке барабана на основании вариантов нагружения и последующий конечно-элементный их анализ. Для оценки адекватности значений напряжений, возникающих в конструктивно-ортотропной оболочке и рассчитанных при помощи конечно-элементной модели, целесообразно сопоставить их на примере процессов, происходящих в заклиненной части барабана машины типа ПР.

Решение поставленной задачи обеспечиваем, осуществив такие действия:

1. Оценка предложенного метода путем испытаний с применением лабораторной установки, моделирующей процесс намотки каната на барабан.
2. Обоснование выбора расчетных параметров оболочки на примере барабана машины ЦР.

3.2. Моделирование процесса намотки каната на лабораторной установке

Лабораторные исследования проводили, чтобы протестировать действие разработанного авторами метода по критерию близости значений радиальных прогибов оболочки барабана лабораторной установки, полученных экспериментальным и расчетным путем.

Был определен такой алгоритм решения поставленной задачи:

- обосновать параметры и разработать конструкцию лабораторной установки, составить программу и методику испытаний;
- определить значения прогиба обечайки барабана при помощи измерений на лабораторной установке;
- определить значения прогиба этой обечайки расчетным путем;
- оценить погрешность результатов, полученных с применением разработанного метода.

3.2.1. Обоснование параметров лабораторной установки

Из изложенного в п. 3.1 следует, что для проведения эксперимента необходимо создать лабораторную установку, составить программу и разработать методику испытаний. Конструирование лабораторной установки начинаем с обоснования ее базовых параметров. Прежде всего, на лабораторной установке нужно воспроизвести процесс намотки каната при помощи моделей оболочки барабана и каната. Для их правильного использования необходимо четко сформулировать некоторые соотношения между параметрами лабораторного образца и реальной конструкции [80]. В определении условий проектирования лабораторной установки используем теорию размерностей и подобия [6, 37].

В основу математической модели конструктивно-ортотропной оболочки барабана были положены следующие условия: используют тонкостенную осесимметричную оболочку (соответствует такому неравенству: $h/R \leq 1/20$), радиальные прогибы w которой меньше ее толщины ($w/h < 0,5$), оболочку

считают достаточно длинной ($L \geq 2\pi/\beta$), а деформация ее материала соответствует закону Гука, то есть $Ew/R < \sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала троса; h – толщина оболочки; R – радиус оболочки; E – модуль упругости материала; L – длина оболочки; β – параметр изменяемости оболочки [$\beta > -\ln(0,1)/t$].

Чтобы учесть особенности процесса намотки подъемного каната на барабан, обеспечим такие значения дополнительных критериев [30]:

- изменяемость напряженно-деформированного состояния $e^{-\beta t} > 0,1$;
- точность измерений $\frac{w}{h} > \frac{R \cdot T}{E \cdot h \cdot d}$;
- количество витков $L/t \geq 50$;
- соответствие параметров троса закону Гука, при этом $t < 0,25 \cdot \pi \cdot \psi \cdot d^2 \cdot \sigma_T$, где $\psi = 0,69$ – коэффициент заполнения троса; d – диаметр каната.

Чтобы определить соотношения между характеристиками модели и реальной конструкции, воспользуемся π -теоремой. В связи с этим предположим, что прогиб средней части обечайки, вызываемый кольцевым сжатием при взаимодействии с канатом диаметра d , и растянутым усилием T , описывается следующей функцией:

$$w = f(h, L, R, d, E, T). \quad (3.1)$$

Применение π -теоремы показывает, что для формулировки этой задачи необходимо использовать четыре π -переменные. Пусть параметр π_1 содержит определяемую переменную w , тогда выражения для описания π -переменных принимают такие значения:

$$\pi_1 = \frac{w}{h}; \quad \pi_2 = \frac{h}{R}; \quad \pi_3 = \frac{R}{L}; \quad \pi_4 = \frac{L}{d}; \quad \pi_5 = \frac{T}{E \cdot d \cdot h}.$$

Теперь можно сформулировать задачу, применив полученные выражения, а именно:

$$\frac{w}{h} = \varphi\left(\frac{h}{R}, \frac{R}{L}, \frac{L}{d}, \frac{T}{E \cdot d \cdot h}\right).$$

Поскольку полученное уравнение справедливо как для реальной конструкции, так и для модели, то можно предположить, что оно описывает соотношение параметров первой, а подобное ему уравнение, то есть

$$\frac{w_M}{h_M} = \varphi\left(\frac{h_M}{R_M}, \frac{R_M}{L_M}, \frac{L_M}{d_M}, \frac{T_M}{E_M \cdot d_M \cdot h_M}\right),$$

– второй. На базе полученных выражений введем такие условия проектирования барабана ШПМ:

$$\frac{h_M}{R_M} = \frac{h}{R}; \quad \frac{R_M}{L_M} = \frac{R}{L}; \quad \frac{L_M}{d_M} = \frac{L}{d}; \quad \frac{T_M}{E_M \cdot d_M \cdot h_M} = \frac{T}{E \cdot d \cdot h}.$$

Откуда следует, что

$$h_M = R_M \frac{h}{R}; \quad R_M = L_M \frac{R}{L}; \quad d_M = L_M \frac{d}{L}. \quad (3.2)$$

Четвертое условие проектирования является базовым для определения необходимой нагрузки, воздействующей на модель, а именно:

$$T_M = \frac{E_M \cdot d_M \cdot h_M}{E \cdot d \cdot h} \cdot T. \quad (3.3)$$

С учетом вышеизложенного, уравнение, прогнозирующее прогиб модели, принимает такой вид:

$$w_M = h_M \cdot \frac{w}{h}. \quad (3.4)$$

Следовательно, чтобы достичь нужной величины прогиба в реальной конструкции, необходимо полученные результаты измерений этого параметра в модели умножить на отношение значений толщины обечайки реального барабана и моделируемого.

Чтобы определить основные параметры лабораторной модели, рассмотрим упрощенную схему взаимодействия элементарного участка каната с обечайкой (рис. 3.1) вдали от мест крепления. В этой схеме оба объекта имеют вид надетых друг на друга с натяжением колец.

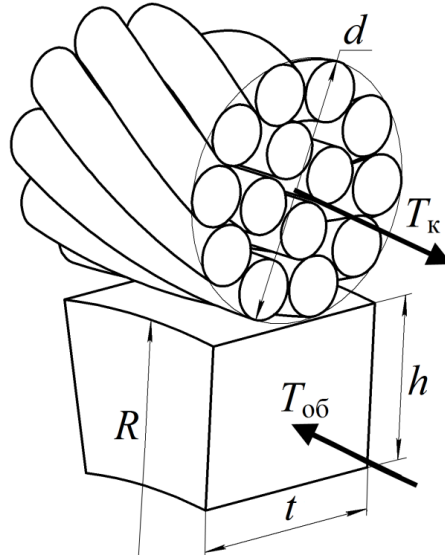


Рис. 3.1. Схема для расчета параметров в системе «канат–обечайка»

На рисунке обозначено T_k – усилие растяжения каната, $T_{об}$ – усилие сжатия оболочки.

Из условия равновесия [42, 43] следует, что

$$T_k = T_{об} = \frac{w}{R} \cdot E \cdot h \cdot t. \quad (3.5)$$

Прогиб обечайки определяем, используя следующее выражение:

$$w = \frac{T_k \cdot R}{E \cdot h \cdot t}. \quad (3.6)$$

Если допустить, что $\pi_6 = w/R$, то справедливо такое условие:

$$\frac{w_M}{R_M} = \frac{w}{R} = \frac{T_k}{E \cdot h \cdot t}. \quad (3.7)$$

Приняв, с учетом критерия точности измерений, что прогиб модели обечайки $w_M = 0,75$ мм, а модуль упругости материала $E_M = 8 \cdot 10^8$ Па, получим

значения остальных ее параметров, рассчитанных с использованием приведенных выше выражений, а именно: $R_m = 150$ мм; $L_m = 200$ мм; $h_m = 2,5$ мм; $d_m = 3$ мм; $T_m = 130$ Н.

Принимая во внимание критерии подобия, разработали экспериментальный стенд для намотки каната со следующими параметрами:

Канат одинарной свивки типа ТК ГОСТ 3063-80

Схема его конструкции: $1 \times 19(1+6+12)$, диаметр 3 мм

Длина каната 100 м

Оболочка из полипропилена

(ГОСТ 26996-86) (PP), модуль упругости $8 \cdot 10^8$ Па

Диаметр барабана 300 мм

Сила натяжения 30; 65; 95; 130 Н

Общее количество витков 69

Количество витков трения 3

На рис. 3.2 видим схему лабораторной установки для исследования процесса намотки каната на барабан. Здесь к поверхности металлического барабана 4, имеющего возможность свободного вращения относительно своей горизонтальной оси на роликоопорах 5, были прикреплены две реборды 2, симметрично расположенные относительно центра барабана, а к их внешним кромкам жестко присоединили торцевые стенки оболочки.

В центральной части цилиндрической обечайки барабана 4, через каждые 90° были просверлены четыре радиальных отверстия с резьбой. В эти отверстия ввинчивались втулки с закрепленными в них при помощи винтов индикаторами часового типа 3, циферблаты которых располагались внутри обечайки барабана, а наконечники измерительных стержней упирались во внутреннюю поверхность пластиковой оболочки 1.

Чтобы поддержать постоянство усилия натяжения каната 8, навиваемого на поверхность оболочки 1, применили блочную систему подвески груза 9. Перед началом испытаний канат был намотан на бобину 10, а свободный его конец проходил через два неподвижных 6 и один подвижный блок 7, и при

этом был закреплен на реборде 2 барабана. На подвижном блоке 7 подвешен груз 9. В процессе вращения барабана и намотки каната бобина 10 находится в приторможенном состоянии, а на канат действует сила натяжения, приблизительно равная половине веса груза 9. Навивка каната на обечайку 1 сопровождается одновременным поднятием груза 9 вместе с блоком 7. Когда запас хода подвижного блока 7 по высоте будет полностью исчерпан, вращение барабана прекращают, а бобину 10 растормаживают, обеспечивая тем самым возврат груза 9 в нижнее крайнее положение, после чего цикл намотки очередного витка каната повторяют.

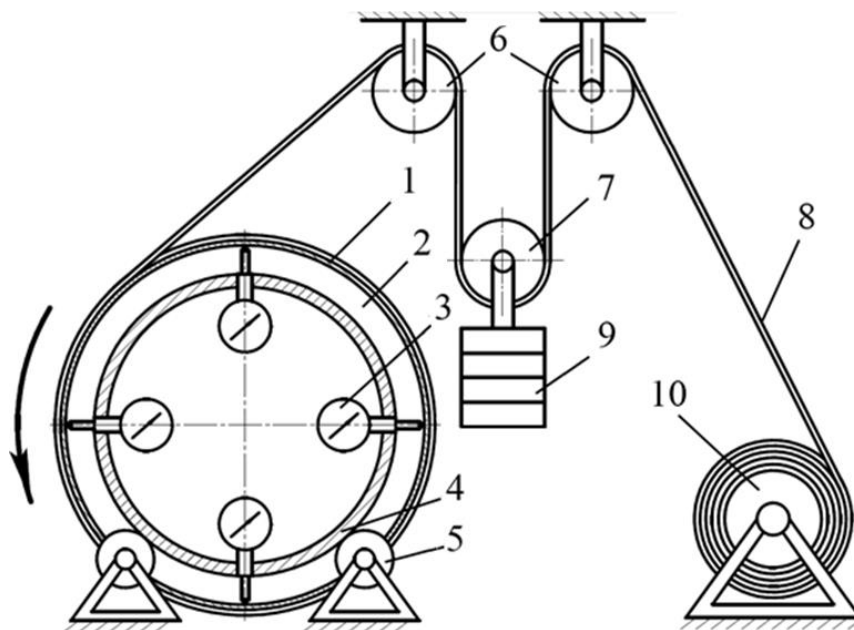


Рис. 3.2. Лабораторная установка для исследования намотки каната на барабан

На рис. 3.3 представлен общий вид лабораторной установки, а на рис. 3.4 показано расположение индикаторов часового типа внутри барабана модели подъемной машины.

Чтобы точно определить значения силы натяжения каната в процессе его намотки на барабан, исключив при этом влияние трения во вращающихся частях подвесных блоков, этот показатель измеряли в непосредственно наматываемой на барабан ветви каната. Для этого на участок каната между барабаном и подвесным блоком установили динамометр (рис. 3.5), а потом канат наматывали в пределах длины свободного конца ветви.

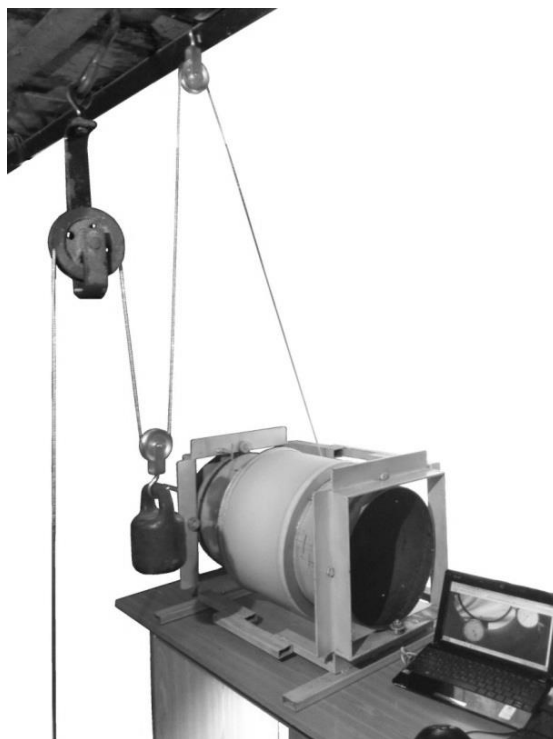


Рис. 3.3. Общий вид лабораторной установки

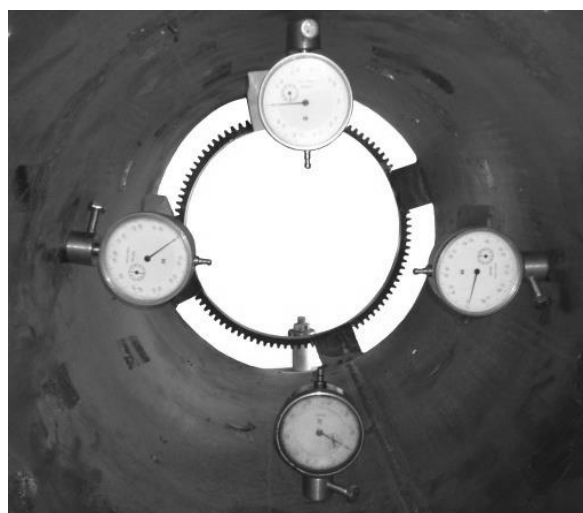


Рис. 3.4. Расположение индикаторов часового типа внутри барабана модели подъемной машины

В результате проведенного согласно теории размерности и подобия обоснования параметров моделей оболочки и каната, были найдены такие показатели лабораторной установки для исследования намотки каната на барабан: радиус полипропиленовой оболочки 150 мм; длина оболочки 200 мм; толщина оболочки 2,5 мм; диаметр каната 3 мм. Испытания проводили согласно разработанной авторами программе и методике.

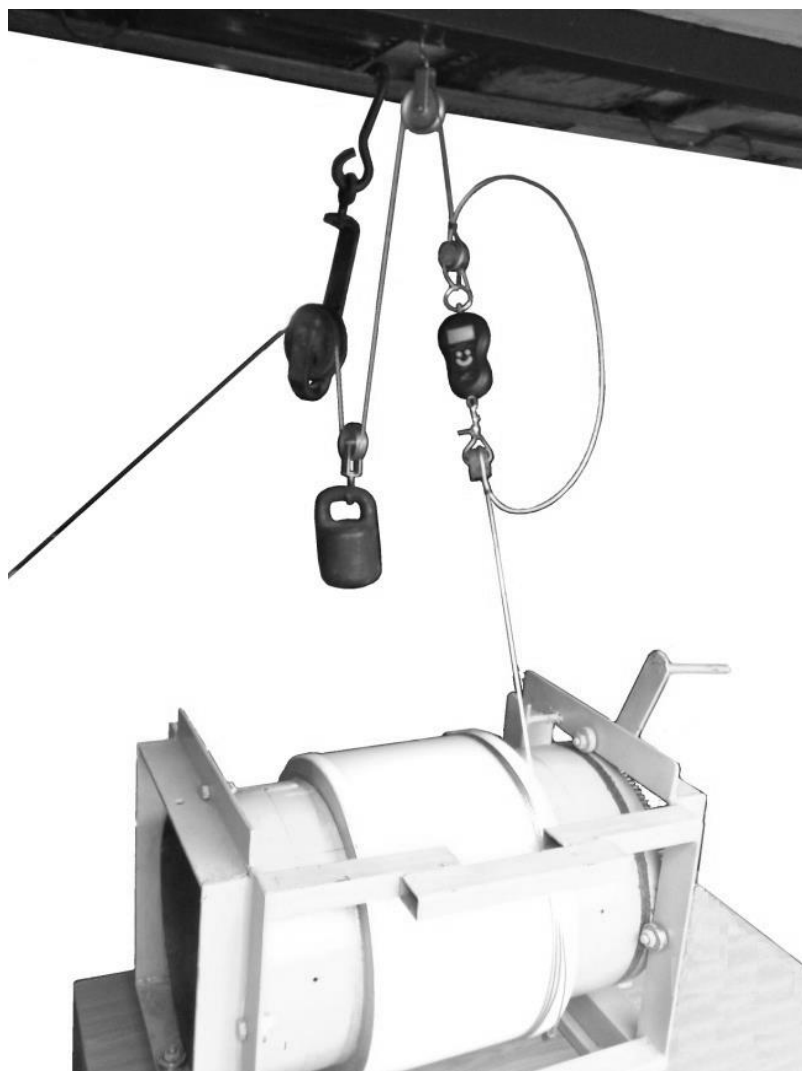


Рис. 3.5. Измерение усилия натяжения в наматываемой ветви каната

3.2.2. Определение значений прогиба обечайки барабана с использованием лабораторной установки

В соответствии с разработанной авторами программой и методикой испытаний на лабораторной установке был проведен эксперимент [5], моделирующий процесс намотки каната на барабан. В процессе экспериментальных работ наблюдали и фиксировали изменение значений радиального прогиба средней части обечайки барабана под действием усилия, которое возникало в навиваемом канате. На рис. 3.6 представлены кривые, отражающие эти изменения. Графики были построены по результатам эксперимента, в котором натяжение наматываемого каната составляло 130 Н (здесь i – номер наматываемого витка каната).

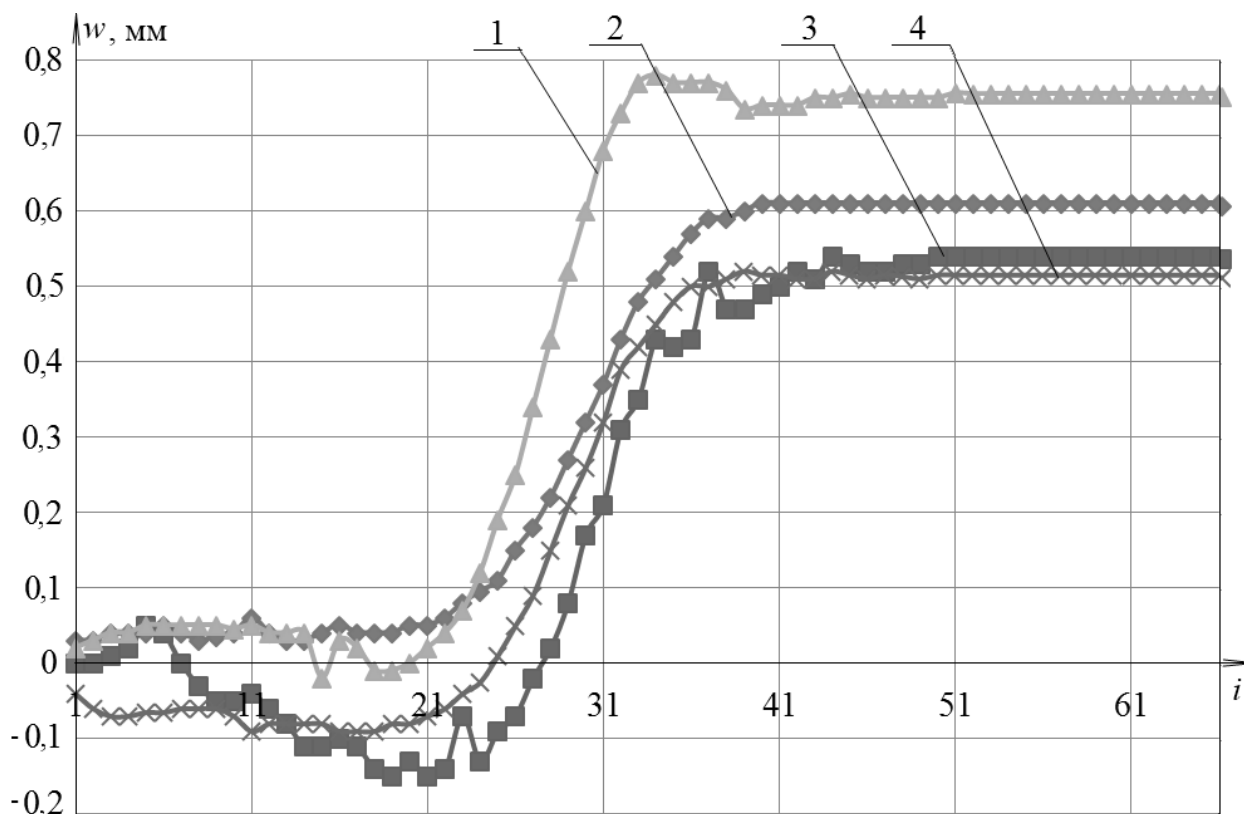


Рис. 3.6. Графики радиальных перемещений оболочки при намотке каната с натяжением равным 130 Н:

1, 2, 3, 4 – показания I, II, III и IV датчиков установки соответственно

Анализ результатов показал, что кривые, построенные по данным каждого из четырех датчиков лабораторной установки, имеют примерно одинаковую форму, но количественно различаются. Чтобы объяснить причины этого обстоятельства, рассмотрим значения прогиба в полярной системе координат при намотке 30-го и 50-го витков (рис. 3.7). Из графика видно, что разброс показаний индикаторов относительно средних значений прогиба на противоположных сторонах оболочки (участок координат 0° и 180°) превышает средние значения, а на участке 90° и 270° оказывается ниже их. При этом точки показаний противоположных датчиков почти симметричны относительно центра окружностей системы координат. Это обусловлено отклонениями от цилиндрической формы самой оболочки, а также нарушением идеальной конфигурации дисков, на которые она посажена. В связи с этим, в дальнейших исследованиях будем пользоваться усредненными значениями показаний четырех датчиков.

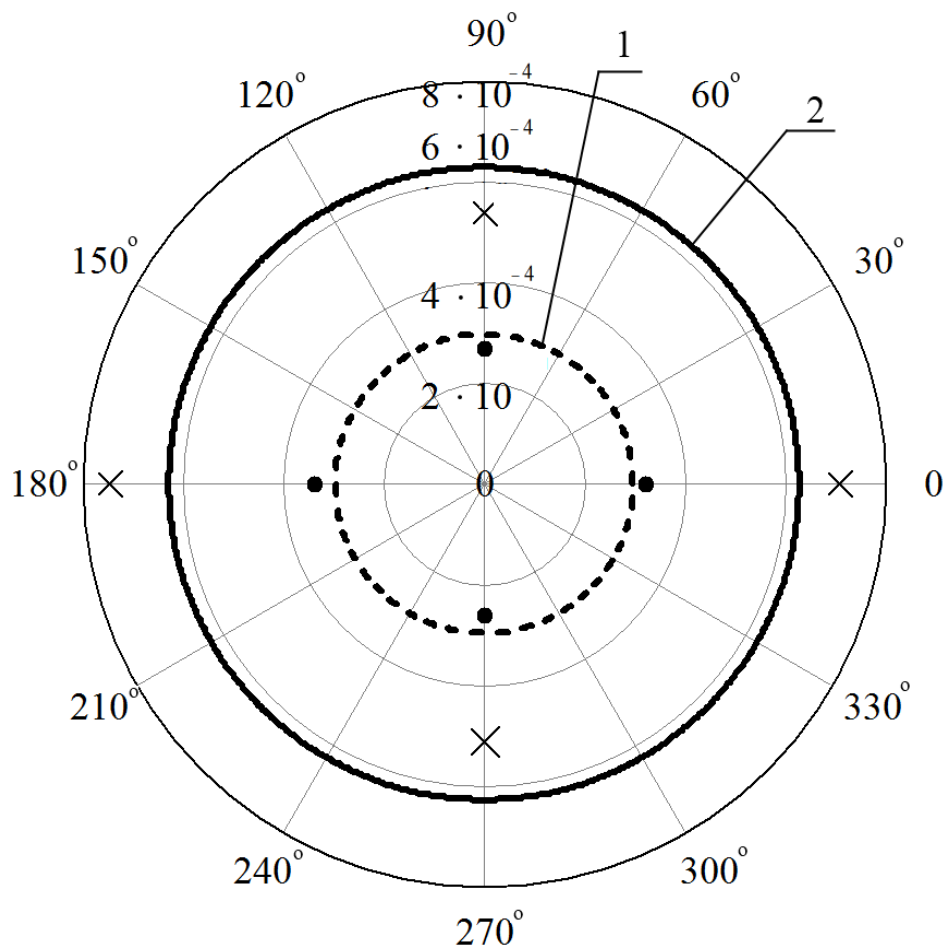


Рис. 3.7. Схема перемещений оболочки барабана в индикаторных точках и средние их значения при намотке 30-го (1 – •), 50-го (2 – ×) витков

Анализ кривых показал, что значения прогиба оболочки состоят из суммы трех величин. Во-первых, это детерминированная осесимметричная составляющая, ее величина зависит от номера витка, во-вторых детерминированная составляющая, возникшая под влиянием неосесимметричности формы оболочки (ее значение не зависит от номера витка), а в-третьих – это случайная величина как следствие погрешности измерений.

Погрешность вычислений оценивали путем сравнения результатов эксперимента и значений параметров, рассчитанных предложенным методом. Для этого выполнили статистическую обработку экспериментальных результатов.

Предположим, что случайные величины, определяющие значения прогиба оболочки барабана при намотке каждого витка, таковы, что их математические ожидания равны нулю, причем различаться они между собой могут только значениями дисперсий.

Для подтверждения высказанной нами гипотезы проведем проверку, применяя критерий Кочрена, согласно которому отношение максимальной дисперсии к сумме всех уточненных значений дисперсии должно быть меньше ее критического значения [79]. Для этого при заданном уровне значимости параметра α вычислим показатель $G_{\text{набл}}$ – наблюдаемое значение критерия как отношение уточненной максимальной величины дисперсии к сумме всех ее значений S^2 , и найдем критическую точку $G_{\text{кр}}$. Распределение значений параметра $G_{\text{кр}}$ зависит от количества выборок $N_{\text{в}}$ и числа степени свободы $f = n - 1$, где n – количество опытов [80]. Таким образом,

$$G_{\text{набл}} = S_{\text{max}}^2 / \sum_{i=1}^{N_{\text{в}}} S_i^2 .$$

При доверительной вероятности 95 % соблюдается следующее неравенство: $G_{\text{кр}} < G_{\text{набл}}$ ($0,280 < 0,283$), а расхождение выборочных значений дисперсии существенно.

Попробуем доказать правильность выдвинутой гипотезы при помощи критерия Фишера [80, 12]. Итак, контроль адекватности полученной зависимости включает в себя три этапа:

1. Определение дисперсии адекватности, то есть

$$S_{\text{ад}}^2 = \sum_{i=1}^n \frac{w_i - w^*}{f} ,$$

здесь w_i – экспериментальное значение модуля упругости троса.

2. Определение дисперсии воспроизводимости (средневзвешенного значения) по следующему выражению:

$$S_{\text{в}}^2 = \sum_{i=1}^n w_i \cdot f_i / \sum_{i=1}^n f_i .$$

3. Проверка однородности значений дисперсии адекватности и воспроизводимости, для чего следует предварительно установить расчетную величину критерия Фишера и сравнить ее с табличной, а именно:

$$\Phi = S_{ад}^2 / S_{в}^2 < \Phi_a (f_{ад}, f_{в}).$$

При доверительной вероятности 95 % соблюдается такое неравенство: $\Phi_a > \Phi (3,75 > 2,98)$, поэтому значения дисперсии результатов испытаний в разных сечениях обечайки существенно отличаются.

В связи с этим и выборки значений в отдельных сечениях независимы, вот почему статистическую обработку каждой из них как множества функций, зависящих от одного параметра, нужно проводить отдельно.

Исследуем закон распределения значений случайной величины по критерию Пирсона. Количество интервалов между экспериментами вычислим по формуле из пособия [12], то есть

$$N = 1 + 3,32 \cdot \log(n). \quad (3.8)$$

Полученное в результате вычислений значение числа интервалов равно 5,089. Как видим, весь диапазон значений случайной величины разделен на пять интервалов, стало быть, число степеней свободы равно четырем. С учетом этого при доверительной вероятности 95 % значение критерия Пирсона $\chi^2_{кр}$ будет равно 9,5 [11]. Вычислим действительные значения частот и распределения теоретической случайной величины, для чего составим расчетные табл. 3.1 – 3.3.

Таблица 3.1

Значения частот случайных величин, влияющих на прогиб оболочки барабана ШПМ

Номер интервала i	Границы интервалов		Варианта	Частота n_i	$x_i - \bar{x}^*$	$x_{i+1} - \bar{x}^*$
	x_i	x_{i+1}	$\bar{x}_i^* = \frac{x_i + x_{i+1}}{2}$			
1	$1,336 \cdot 10^{-4}$	$1,356 \cdot 10^{-4}$	$1,346 \cdot 10^{-4}$	1	–	$-3 \cdot 10^{-6}$
2	$1,356 \cdot 10^{-4}$	$1,376 \cdot 10^{-4}$	$1,366 \cdot 10^{-4}$	4	$-5 \cdot 10^{-6}$	$-1 \cdot 10^{-6}$
3	$1,376 \cdot 10^{-4}$	$1,396 \cdot 10^{-4}$	$1,386 \cdot 10^{-4}$	6	$-3 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$
4	$1,396 \cdot 10^{-4}$	$1,416 \cdot 10^{-4}$	$1,406 \cdot 10^{-4}$	3	$-1 \cdot 10^{-6}$	$3 \cdot 10^{-6}$
5	$1,416 \cdot 10^{-4}$	$1,436 \cdot 10^{-4}$	$1,426 \cdot 10^{-4}$	1	$1 \cdot 10^{-6}$	–
Сумма частот				15		

Таблица 3.2

Распределение значений случайной величины, определяющей прогиб оболочки барабана ШПМ

Номер интервала i	Нормированные границы интервалов		Значения функции Лапласа		Вероятность попадания в интервал	Расчетная частота
	$z_i = \frac{x_i - \bar{x}^*}{\sigma^*}$	$z_{i+1} = \frac{x_{i+1} - \bar{x}^*}{\sigma^*}$	$\Phi(z_i)$	$\Phi(z_{i+1})$	$P_i = \Phi(z_{i+1}) - \Phi(z_i)$	$n_i' = n \cdot P_i$
1	$-\infty$	-1,751	-0,4982	-0,4601	0,038	0,572
2	-1,751	-0,583	-0,4601	-0,2203	0,24	3,596
3	-0,583	0,584	-0,2203	0,2203	0,441	6,61
4	0,584	1,751	0,2203	0,4601	0,24	3,596
5	1,751	∞	0,4601	0,4982	0,038	0,572
Сумма частот					1	15

Таблица 3.3

Результаты лабораторного исследования параметров ШПМ

Номер интервала i	Частоты		$(n_i - n_i')^2$	$\frac{(n_i - n_i')^2}{n_i'}$	n_i^2	$\frac{n_i^2}{n_i'}$
	n_i	n_i'				
1	1	0,572	0,183	0,320	1	1,748
2	4	3,596	0,163	0,045	16	4,449
3	6	6,61	0,373	0,056	36	5,446
4	3	3,596	0,355	0,099	16	4,449
5	1	0,572	0,183	0,320	1	1,748
Сумма частот	15	15		$\chi^2 = 0,84$		17,84

При доверительной вероятности 95 % соблюдается следующее неравенство: $\chi_{\text{набл}} < \chi_{\text{кр}}$ ($0,84 < 9,5$). Аналогично были обработаны результаты эксперимента по определению прогиба оболочки барабана под влиянием каждого из наматываемых витков каната. Это позволяет сделать вывод, что с учетом критерия Пирсона нет оснований отвергать гипотезу о нормальном законе распределения случайных значений прогиба оболочки под влиянием любого числа намотанных витков.

График сравнения величин статистической и теоретической плотности распределения значений прогиба оболочки, когда натяжение каната равно 30 Н,

приведен на рис. 3.8. На графике по оси ординат отложено количество измерений, приходящихся на каждый интервал. Распределение случайных величин показано в виде гистограммы, а теоретическое распределение, как полигон частот.

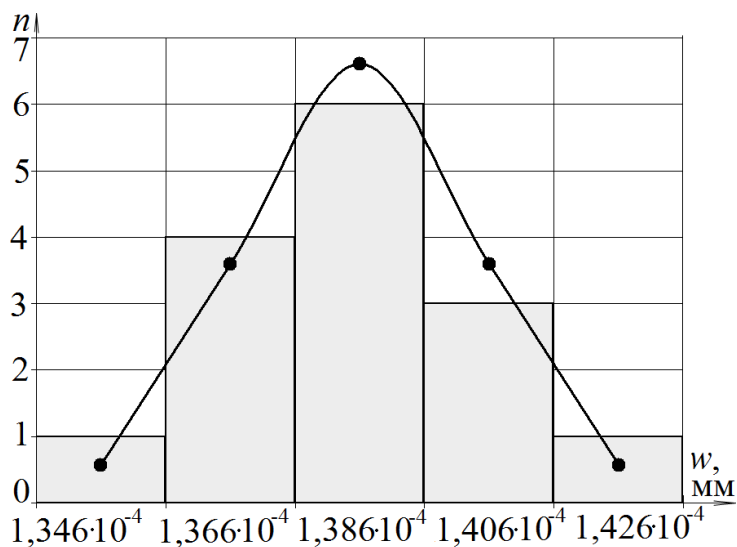


Рис. 3.8. Гистограмма распределения значений радиального прогиба оболочки барабана ШПМ

Выводы

1. Результаты экспериментальной навивки каната на барабан с измерением прогиба центральной части его оболочки показали, что точки, отражающие показания противоположных датчиков, практически симметричны относительно центра окружностей, что дает возможность использовать в дальнейших расчетах средние значения показаний четырех датчиков.

2. Распределение значений радиального прогиба оболочки барабана в рассматриваемой выборке подчиняется нормальному закону и при доверительной вероятности 95 % отклонение границ доверительного интервала от математического ожидания не превышает 3 %.

3.2.3. Определение значений прогиба обечайки барабана ШПМ расчетным путем

Как было отмечено выше, основной параметр, измеряемый при помощи лабораторной установки, – значения прогиба в центральной части оболочки

барабана, которые будут сопоставляться со значениями того же показателя, полученными расчетным путем с применением метода определения канатной нагрузки на барабан ШПМ. Использование этого метода предусматривает разработку и применение физической модели оболочки, жестко заземленной с обоих концов. На рис. 3.9 изображена расчетная схема этой модели.

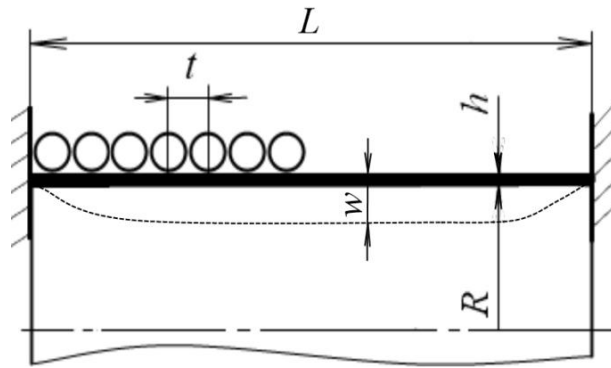


Рис. 3.9. Расчетная схема физической модели оболочки барабана ШПМ: L – длина; R – радиус; h – толщина; t – шаг намотки каната (при плотной намотке равен его диаметру d); w – прогиб оболочки

Для выполнения расчетов разобьем оболочку на элементарные участки, длина каждого из которых равна шагу намотки каната t . Пусть количество наматываемых витков равно K , тогда число этих участков составляет $K - 1$. Граничные условия для параметров каждого участка оболочки имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 & w_1(0) = 0; \quad \varphi_1(0) = 0; \\
 & \left. \begin{aligned}
 w_k(l) &= w_{k+1}(0); \\
 \varphi_k(l) &= \varphi_{k+1}(0); \\
 M_k(l) &= M_{k+1}(0); \\
 Q_k(l) &= Q_{k+1}(0) - T;
 \end{aligned} \right\} (k=1, \dots, K-2); \quad (3.9) \\
 & w_{K-1}(l) = 0; \quad \varphi_{K-1}(l) = 0,
 \end{aligned}$$

здесь натяжение каната $T = q \cdot R \cdot t$; q – давление витков каната; l – длина каждого участка оболочки.

Уравнение равновесия k -го участка оболочки приобретает такую форму:

$$\frac{d^4 w_k}{dx^4} + 4\beta^4 \cdot w_k = 0, \quad (3.10)$$

здесь $k = 1, \dots, K - 2$; коэффициент затухания перемещений $\beta = \sqrt[4]{E \cdot h / 4 \cdot R^2 \cdot D}$; изгибная жесткость оболочки $D = E \cdot h^3 / 12(1 - \mu^2)$.

Решив уравнения равновесия (3.10) и подставив результат в граничные условия (3.9), получим систему линейных алгебраических уравнений такой размерности: $N = 4K - 4$, для определения вектора констант интегрирования $\{C\}$ в матричном виде, то есть

$$[A] \cdot \{C\} = \{B\}, \quad (3.11)$$

где $[A]$ – матрица системы, значения компонентов которой представлены в табл. 3.4; $\{B\}$ – вектор усилий.

Матрица податливости определяется из следующего выражения:

$$[W] = [K] \cdot [A]^{-1} \cdot [G], \quad (3.12)$$

где удельное радиальное усилие $G_{i,j} = \delta_{i,8j-2} \cdot F / R$; $\delta_{i,8j-2}$ – символ Кронекера; единичная нагрузка $F = 1$ Н; прогибы оболочки $K_{i,j} = C_{4k-2} + C_{4k}$, причем $k = 2j$, $1 \leq i \leq K$, $1 \leq j \leq N$.

Дальнейший алгоритм расчета значений прогиба оболочки ничем не отличается от применяемого в математической модели (см. п. 2.3.2).

Для удобства обоснования адекватности моделей достаточно получить зависимость прогибов только в среднем сечении оболочки от числа надеваемых колец.

При наматывании k -го витка значение образующегося при этом прогиба определяют по такому уравнению:

$$u_{\frac{K}{2},k} = \sum_{j=1}^k P_{j,k} \cdot W_{i,j}, \quad (3.13)$$

где $P_{j,k}$ – натяжение в j -м витке при наматывании k -го.

Значения величин, содержащихся в матрице системы наматывания каната

Граничные условия	Компоненты матрицы [A]
$w_1(0) = 0;$ $\varphi_1(0) = 0$	$A_{1,1} = 0; A_{1,2} = -D; A_{1,3} = 0; A_{1,4} = -D;$ $A_{2,1} = -D \cdot \beta; A_{2,2} = -D \cdot \beta; A_{2,3} = -D \cdot \beta; A_{2,4} = D \cdot \beta;$
$w_k(l) = w_{k+1}(0);$ $\varphi_k(l) = \varphi_{k+1}(0);$	$A_{4k-1,4k-3} = D \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot \sin(\beta \cdot l); A_{4k-1,4k-2} = D \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot \cos(\beta \cdot l);$ $A_{4k-1,4k-1} = D \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot \sin(\beta \cdot l); A_{4k-1,4k} = D \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot \cos(\beta \cdot l);$ $A_{4k-1,4k+1} = 0; A_{4k-1,4k+2} = -D; A_{4k-1,4k+3} = 0; A_{4k-1,4k+4} = -D;$ $A_{4k,4k-3} = D \cdot \beta \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) + \sin(\beta \cdot l));$ $A_{4k,4k-2} = D \cdot \beta \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) - \sin(\beta \cdot l));$ $A_{4k,4k-1} = D \cdot \beta \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) - \sin(\beta \cdot l));$ $A_{4k,4k-2} = -D \cdot \beta \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) + \sin(\beta \cdot l));$
$M_k(l) = M_{k+1}(0);$ $Q_k(l) = Q_{k+1}(0);$	$A_{4k,4k+1} = -D \cdot \beta; A_{4k,4k+2} = -D \cdot \beta; A_{4k,4k+3} = -D \cdot \beta; A_{4k,4k+4} = D \cdot \beta;$ $A_{4k+1,4k-3} = 2 \cdot \beta^2 \cdot D \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot \cos(\beta \cdot l); A_{4k+1,4k-2} = -2 \cdot \beta^2 \cdot D \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot \sin(\beta \cdot l);$ $A_{4k+1,4k-1} = -2 \cdot \beta^2 \cdot D \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot \cos(\beta \cdot l); A_{4k+1,4k} = 2 \cdot \beta^2 \cdot D \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot \sin(\beta \cdot l);$ $A_{4k+1,4k+1} = -(2 \cdot \beta^2 \cdot D); A_{4k+1,4k+2} = 0;$ $A_{4k+1,4k+3} = 2 \cdot \beta^2 \cdot D; A_{4k+1,4k+4} = 0;$ $A_{4k+2,4k-3} = -2 \cdot D \cdot \beta^3 \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) - \sin(\beta \cdot l));$ $A_{4k+2,4k-2} = 2 \cdot D \cdot \beta^3 \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) + \sin(\beta \cdot l));$ $A_{4k+2,4k-1} = -2 \cdot D \cdot \beta^3 \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) + \sin(\beta \cdot l));$ $A_{4k+2,4k} = -2 \cdot D \cdot \beta^3 \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) - \sin(\beta \cdot l));$ $A_{4k+1,4k+1} = 2 \cdot \beta^3 \cdot D; A_{4k+2,4k+2} = -2 \cdot \beta^3 \cdot D;$ $A_{4k+2,4k+3} = 2 \cdot \beta^3 \cdot D; A_{4k+2,4k+4} = 2 \cdot \beta^3 \cdot D;$
$w_{K-l}(l) = 0,$ $\varphi_{K-l}(l) = 0$	$A_{N-1,N-3} = D \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot \sin(\beta \cdot l); A_{N-1,N-2} = D \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot \cos(\beta \cdot l);$ $A_{N-1,N-1} = D \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot \sin(\beta \cdot l); A_{N-1,N} = D \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot \cos(\beta \cdot l);$ $A_{N,N-3} = D \cdot \beta \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) + \sin(\beta \cdot l));$ $A_{N,N-2} = D \cdot \beta \cdot e^{\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) - \sin(\beta \cdot l));$ $A_{N,N-1} = D \cdot \beta \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) - \sin(\beta \cdot l));$ $A_{N,N} = -D \cdot \beta \cdot e^{-\beta \cdot l} \cdot (\cos(\beta \cdot l) + \sin(\beta \cdot l));$

На рис. 3.10 приведены графики изменения значений прогиба оболочки, полученных расчетным путем с применением разработанного метода при различных величинах натяжения каната. Как видим, кривые зависимости прогиба центральной части оболочки можно разбить на три участка: 1 – нулевой (1 – 22-й витки), который отражает наматывание каната вблизи заделки, что практически не вызывает прогиба; 2 – переходной (22 – 37-й витки) – ситуация, когда величина прогиба пропорциональна количеству витков; 3 – участок кривой, который показывает установившийся прогиб (37 – 66-й витки), здесь процесс уже не зависит от количества витков.

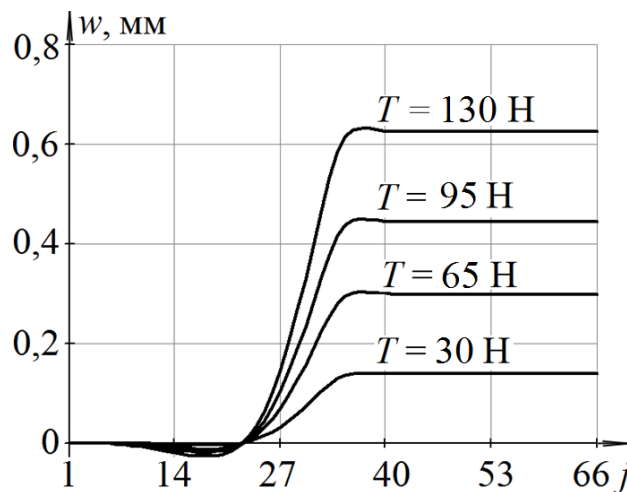


Рис. 3.10. Кривые зависимости прогиба в центральной части оболочки барабана от номера наматываемого витка j

Вывод

1. Применяя предложенный метод, удалось определить значения радиального прогиба обечайки барабана под воздействием канатной нагрузки. При этом натяжение каната изменяли в диапазоне 30...130 Н, а значение максимального прогиба составляло 0,14...0,63 мм.

3.2.4. Оценка погрешности вычислений

Цели нашего исследования предполагают анализ значений радиального прогиба оболочки барабана как следствие наматывания на него каната. При

этом были рассмотрены и статистически обработаны величины, полученные расчетным (п. 3.2.3) и эмпирическим путем (п. 3.2.2). На их базе были построены кривые, отражающие значения радиального прогиба обечайки (рис. 3.11). На рисунках сплошная линия показывает теоретические результаты, полученные при помощи авторского метода расчета. Результаты эксперимента обозначены в виде совокупности точек. Сопоставление обеих кривых подтверждает высокую степень близости расчетных и реальных (установленных путем измерений) значений основных показателей. Как видим, все расчетные значения прогиба, соответствующие разным величинам натяжения, с вероятностью 95 % попадают в доверительный интервал экспериментальных значений.

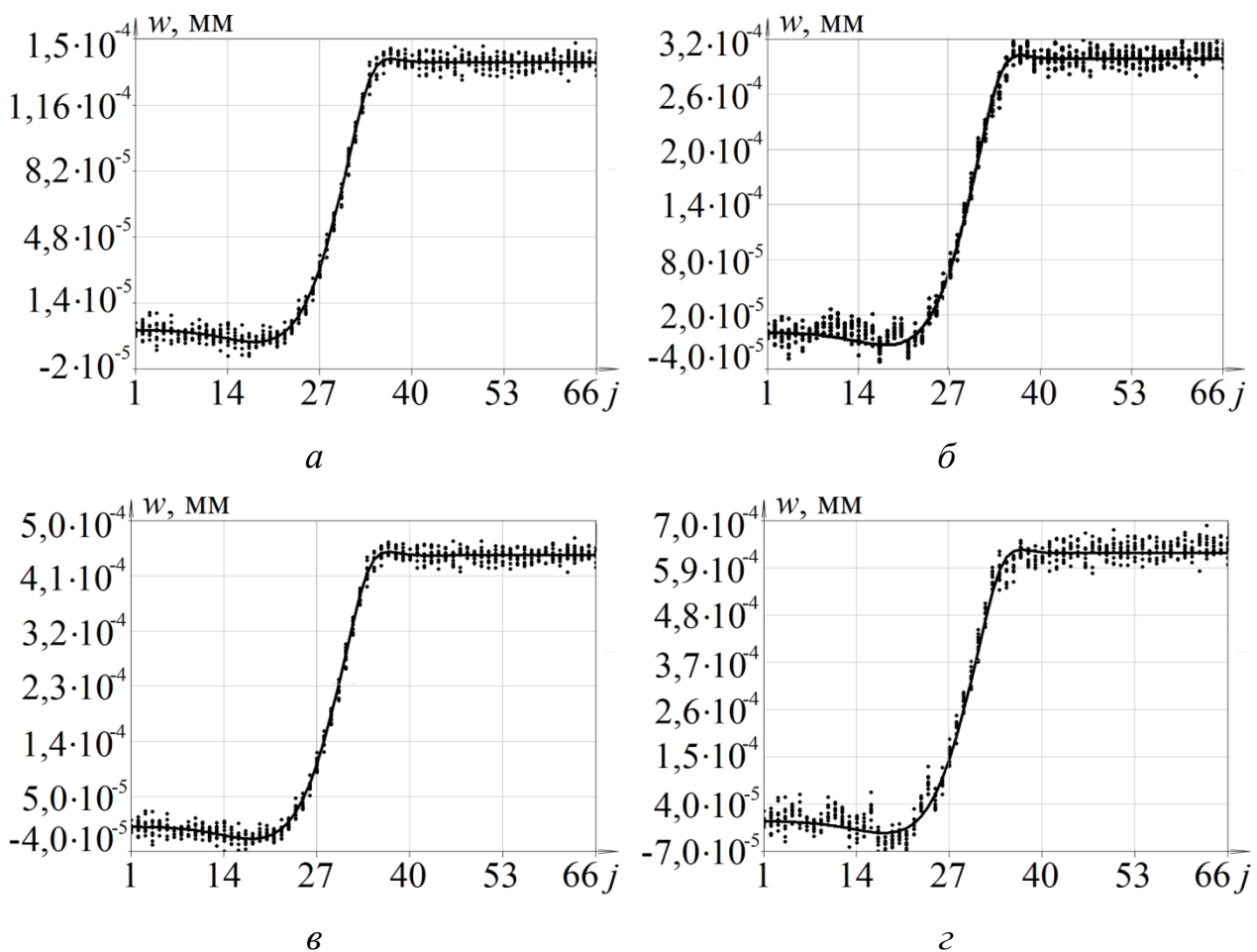


Рис. 3.11. Кривые зависимости значений радиального прогиба оболочки от номера витка, наматываемого на барабан, если сила натяжения составляет:

$a - 30 \text{ Н}; б - 65 \text{ Н}; в - 95 \text{ Н}; г - 130 \text{ Н}$

Для оценки погрешности вычисления величин прогиба оболочки сопоставим средние значения этого параметра в момент наматывания 40...66-го витков (это рабочий диапазон), полученные экспериментальным и теоретическим путем, в расчете на заданные нами величины силы натяжения каната и доверительной вероятности 90 % (табл. 3.5).

Таблица 3.5

Данные для исследования прогиба обечайки барабана ШПМ

Сила натяжения каната, Н	Теоретическое значение прогиба, мм	Экспериментальное значение прогиба, мм	Погрешность, %
30	1,291	1,386	6,8
65	2,912	3,075	5,3
95	4,115	4,344	5,4
130	6,148	6,432	4,4

Из таблицы видно, что с доверительной вероятностью 90 % расхождение значений не превышает 7 %.

Наши оценки подтверждают достоверность предложенного метода, поскольку наблюдается высокая степень близости расчетных и экспериментальных значений его основного показателя. Погрешность в определении прогиба оболочки при последовательной намотке каната по сравнению с физическим экспериментом – не выше 7 %.

3.3. Обоснование выбора совокупности расчетных параметров исследования на примере барабана подъемной машины ЦР – 6×3,4/0,6

Сначала определим расчетные нагрузки на заклиненную часть барабана ШПМ ЦР – 6×3,4/0,6 (см. рис. 3.12).

Методом решения предусмотрено, что канат наматывают на цилиндрический барабан.

В решении используем исходные данные, приведенные в табл. 3.6.

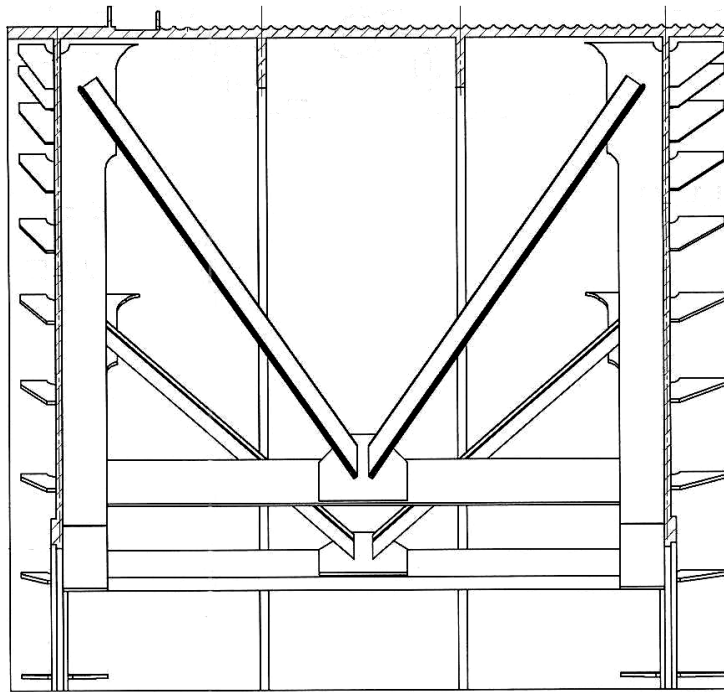


Рис. 3.12. Эскиз заклиненной части барабана ШПМ типа ЦР – 6×3,4/0,6

Таблица 3.6

Техническая характеристика ШПМ типа ЦР – 6×3,4/0,6

Паспортные данные		Параметры заклиненной части барабана	
Высота подъема	697 м	Количество витков рабочего каната N_p	34
Масса скипа	12000 кг	Количество витков холостого каната N_x	34
Масса породы	15300 кг	Количество свободных канавок $N_{св}$	5
Масса противовеса	19650 кг	Количество витков трения $N_{тр}$	3
Диаметр каната (ГОСТ 7669-80)	57 мм	Общее количество канавок N	44

Следуя методике, изложенной в работе [90], построим зависимость изменения силы натяжения канатов от положения подъемных сосудов в стволе согласно пятипериодной тахограмме подъема-спуска скипа.

Рассмотрим два случая последовательности намотки канатов: А – канат с грузом наматывается вначале на переставную часть барабана, а затем на заклиненную; Б – тот же канат наматывается только на заклиненную часть, а холостой – на обе части барабана, начиная с переставной.

Намотка рабочего каната начинается с 1-го витка на переставной части барабана (вариант намотки А). Поскольку в рамках данной задачи интерес

представляет заклиненная часть барабана, обозначим первым номером виток рабочего каната, наматываемый на ее первую канавку.

Тогда натяжение в 1-м витке рабочего каната (на этом этапе сосуд движется в кривых)

$$T_1^* = (M_k - 3M_b + M_c + M_r) \cdot (g + a_{0,7}), \quad (3.14)$$

где M_k – масса одной ветви каната; масса одного витка каната $M_b = \rho \cdot \pi \cdot D_b$; ρ – линейная масса одного метра каната; D_b – диаметр по оси навивки барабана; M_c – масса скипа; M_r – масса груза (породы); g – ускорение свободного падения; $a_{0,7}$ – нарастание замедления при движении по кривой.

Натяжение рабочих витков в момент подъема груза

$$T_i^* = (M_k - (i + 2) \cdot M_b + M_c + M_r) \cdot g, \quad (3.15)$$

здесь номера рабочих витков при подъеме груза $i = 2 \dots 30$.

Сила натяжения в канате с 31-го по 33-й витки (сосуд входит в кривые разгрузки)

$$T_i^* = (M_k - (i + 2) \cdot M_b + M_c + M_r) \cdot (g - a_{0,7}), \quad (3.16)$$

где номера витков, соответствующих началу перемещения сосуда по кривой, $i = 31 \dots 33$; $a_{0,7}$ – нарастание замедления при входе сосуда в кривые разгрузки.

Сила натяжения в 34-м витке (сосуд движется по кривой)

$$T_{34}^* = (M_k - 36 \cdot M_b + M_c + M_r) \cdot (g - a_{0,3}). \quad (3.17)$$

На канавки барабана, начиная с 35-й по 44-ю, рабочий канат не наматывается.

Намотка холостого каната (случай Б) происходит с 44-го витка на заклиненной части барабана. При этом номера витков и канавок, на которые они наматываются, совпадают.

Витками трения являются 44...40-й. Допускаем, что натяжение в них распределяется по линейному закону, причем в 44-м его сила равна нулю, а в 43-м составляет 4/5 от натяжения, которое наблюдается в шестом рабочем витке каната. Описанный процесс отражает величину изменения натяжения каната в спиральных витках трения по закону Эйлера. На протяжении всего цикла подъема/спуска сосуда сила натяжения в этих витках не изменяется, то есть

$$T_i^{**} = T_{39}^{**} \cdot e^{-\mu\gamma}, \quad (3.18)$$

где номера витков трения $i = 43...40$; T_{39}^{**} – натяжение в 39-м витке; μ – коэффициент трения каната о поверхность барабана; γ – центральный угол барабана, определяющий рассматриваемое сечение каната и отсчитываемый от точки его набегания (первый виток).

Натяжение в 39-м витке (на этом этапе сосуд движется по кривой)

$$T_{39}^{**} = (M_{\kappa} + M_{\Pi}) \cdot (g + a_{0,3}), \quad (3.19)$$

где M_{Π} – масса противовеса.

Сила натяжения каната в витках с 38-го по 36-й (соответствует выходу сосуда из кривой разгрузки)

$$T_i^{**} = (M_{\kappa} + M_{\Pi} - (39 - i)M_{\text{В}}) \cdot (g + a_{0,7}), \quad (3.20)$$

где $i = 38...36$.

Натяжение в рабочих витках каната во время спуска скипа

$$T_i^{**} = (M_{\kappa} + M_{\Pi} - (39 - i)M_{\text{В}}) \cdot g, \quad (3.21)$$

где $i = 35...7$.

Сила натяжения каната в промежутке с 6-го по 4-й виток (сосуд входит в кривые разгрузки)

$$T_i^{**} = (M_k + M_{\Pi} - (39 - i)M_B) \cdot (g - a_{0,7}), \quad (3.22)$$

здесь $i = 6 \dots 4$.

Усилие натяжения в 3-м витке каната (сосуд движется по кривой)

$$T_3^{**} = (M_k + M_{\Pi} - 36 \cdot M_B) \cdot (g - a_{0,3}). \quad (3.23)$$

На первую и вторую канавки барабана холостой канат не наматывается.

По результатам исследования ШПМ типа ЦР – 6×3,4/0,6 на рис. 3.13 приведена диаграмма усилий натяжения рабочего и холостого канатов при их намотке на k -ю канавку заклиненного барабана. В построении диаграммы использовали данные, рассчитанные при помощи выражений (3.14 – 3.23). Отрицательные числа номеров канавок соответствуют намотке каната на переставной барабан.

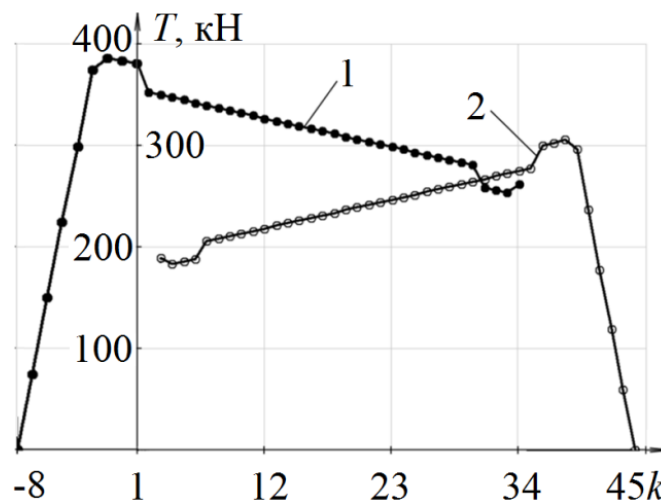


Рис. 3.13. Диаграмма зависимости силы натяжения рабочего (1) и холостого (2) канатов на барабане от номера канавки k , на которую они навиваются

Для определения расчетных нагрузок на барабан ШПМ применяем разработанный в п. 2.5 метод, предусматривающий решение нескольких задач. Рассмотрим каждую из них.

1) Определение жесткостных параметров.

Сначала вычислим коэффициент редуцирования при помощи выражения (2.55), то есть

$$k_p = 1,347 - 0,5 \cdot \varepsilon - 0,295 \cdot \zeta + 0,61 \cdot \varepsilon^2 + 0,016 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + \\ + 0,074 \cdot \zeta^2 - 0,195 \cdot \varepsilon^3 - 0,021 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + 0,007 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 - 0,006 \cdot \zeta^3 = 0,887,$$

где ε и ζ определены по формулам (2.57).

Далее рассчитываем значения жесткости осредненной оболочки по уравнениям (2.56) и (2.45), а именно:

$$D_o = k_p \cdot \frac{E \cdot \tau}{(1 - \mu^2)} \cdot \left(\int_0^{\tau} \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x) \cdot h^2}{16} + \frac{f_z^2(x) \cdot h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right) dx \right)^{-1} = 1,4 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ B_o = \frac{E}{\tau} \int_0^{\tau} \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right) dx = 9,44 \cdot 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Применяя выражения (2.46), (2.47), находим значения модуля упругости конструктивно-ортотропной оболочки и коэффициента Пуассона в соответствии с направлениями:

– осевое

$$E_1 = \frac{12D(1 - \mu^2)}{h^3 + \frac{12D}{E_2}} = 9,39 \cdot 10^{10} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}; \quad \mu_1 = \mu = 0,3;$$

– окружное

$$E_2 = B_o/h = 1,72 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2; \quad \mu_2 = \mu \cdot E_1/E_2 = 0,164.$$

Расчет безразмерных величин кольцевой λ и изгибной χ жесткости лобовины выполняем, используя формулы (2.59) – (2.62), а именно:

$$\lambda = E \cdot h_{\text{л}} \cdot (54,5 - 22,3 \cdot \rho + 3 \cdot \rho^2) = 1,5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; \\ \chi = \frac{E \cdot h_{\text{л}}^3}{12 \cdot (1 - \mu)} \cdot (0,71 - 0,041 \cdot \rho - 2,35 \cdot \delta - 0,065 \cdot \rho^2 - 7,1 \cdot \rho \cdot \delta + 224,5 \cdot \delta^2) = 8,84 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Для определения кольцевой и изгибной жесткости подкреплений применяем выражения (2.63) и (2.64), то есть

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{E \cdot h_{\text{ш}} \cdot (b_{\text{ш}}^2 - a_{\text{ш}}^2)}{(1 + \mu) \cdot (a_{\text{ш}}^2 \cdot b_{\text{ш}} + (1 + 2\mu) \cdot b_{\text{ш}}^3)} = 2,4 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$$\chi_{\text{ш}} = \frac{E \cdot h_{\text{ш}}^3 \cdot (b_{\text{ш}}^2 - a_{\text{ш}}^2) \cdot (1 - \mu^2)}{12(1 - \mu) \cdot (b_{\text{ш}}^3 \cdot (1 - \mu) + b_{\text{ш}} \cdot a_{\text{ш}}^2 \cdot (1 + \mu))} = 6,72 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\lambda_{\text{рл}} = \frac{E \cdot h_{\text{рл}} \cdot (b_{\text{рл}}^2 - a_{\text{рл}}^2)}{(1 + \mu) \cdot (a_{\text{рл}} \cdot b_{\text{рл}}^2 + (1 + 2\mu) \cdot a_{\text{рл}}^3)} = 3,15 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$$\chi_{\text{рл}} = \frac{E \cdot h_{\text{рл}}^3 \cdot (b_{\text{рл}}^2 - a_{\text{рл}}^2) \cdot (1 - \mu^2)}{12(1 - \mu) \cdot (a_{\text{рл}}^3 \cdot (1 - \mu) + b_{\text{рл}}^2 \cdot a_{\text{рл}} \cdot (1 + \mu))} = 4,65 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\lambda_{\text{рп}} = \frac{E \cdot h_{\text{рп}}^3 \cdot (b_{\text{рп}}^2 - a_{\text{рп}}^2)}{(1 + \mu) \cdot (a_{\text{рп}} \cdot b_{\text{рп}}^2 + (1 + 2\mu) \cdot a_{\text{рп}}^3)} = 2,88 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$$\chi_{\text{рп}} = \frac{E \cdot h_{\text{рп}}^3 \cdot (b_{\text{рп}}^2 - a_{\text{рп}}^2) \cdot (1 - \mu^2)}{12(1 - \mu) \cdot (a_{\text{рп}}^3 \cdot (1 - \mu) + b_{\text{рп}}^2 \cdot a_{\text{рп}} \cdot (1 + \mu))} = 3,32 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2) Построение матрицы податливости оболочки барабана ШПМ.

Для автоматизации процесса вычисления коэффициентов матрицы податливости решение уравнения (2.21) было запрограммировано в прикладном пакете программ системы MathCAD, где предусмотрена следующая последовательность операций: формируется матрица системы $[A]$ путем подстановки общего решения в граничные условия; определяется вектор усилий $\{B\}$ размерности N ; а также векторы констант интегрирования $\{C\}$; происходит построение матрицы $[W]$.

Чтобы проверить точность описанной модели, проведено сравнение компонентов матрицы податливости с экспериментальными данными. Примером может служить представленная на рис. 3.14 схема изменения формы барабана под действием единичной удельной силы, приложенной к его пятнадцатой канавке. Было замечено, что среднеквадратичная ошибка определения матрицы податливости с применением предложенной математической модели не превышает 2,4 %.

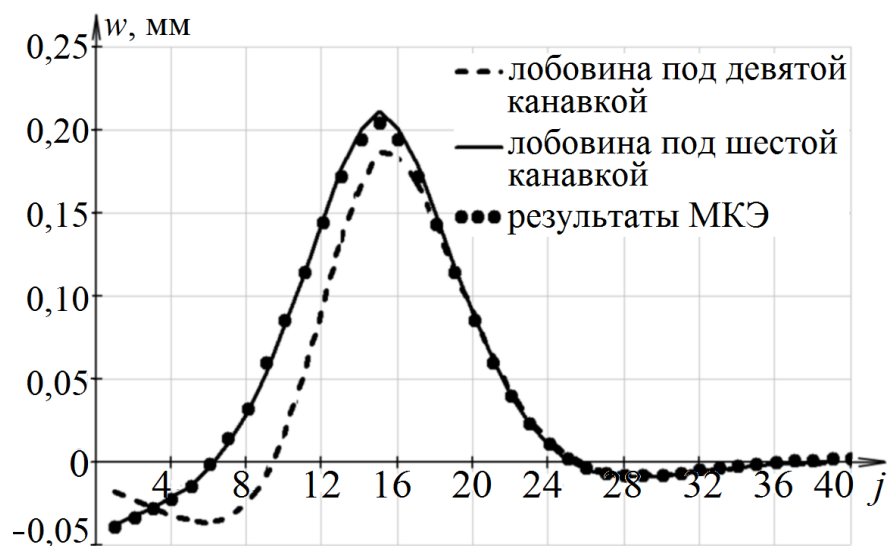


Рис. 3.14. График изменения формы обечайки барабана

Как показывают данные рис. 3.14, вследствие перемещения лобовины обечайки с шестой канавки на девятую максимальный прогиб снизился на 11,5 %. Для проведения подобного исследования способом, ранее предложенным в работе [29], понадобилось бы более сотни вычислительных экспериментов и применение полной конечно-элементной модели барабана.

В качестве примера на рис. 3.15 приведены графики зависимости W/v_k от параметров i и j , где

$$v_k = \frac{R^2}{B \cdot t}.$$

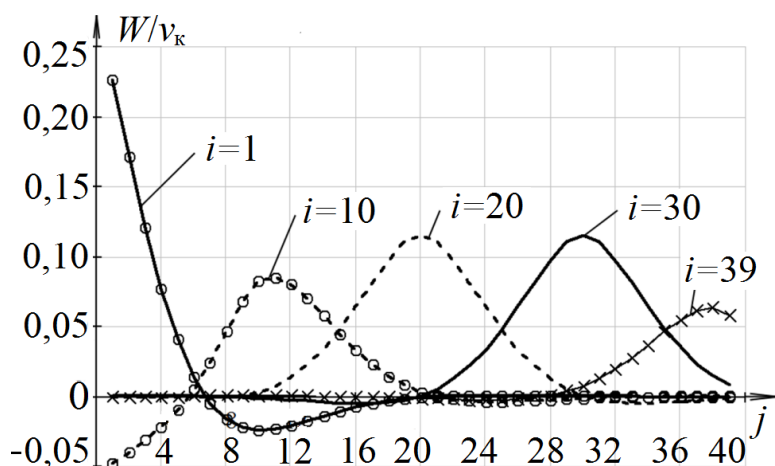


Рис. 3.15. График изменения формы обечайки барабана ШПМ типа ЦР – 6×3,4/0,6

В целях визуализации зависимости матрицы податливости от деформации j -й канавки под воздействием окружной силы на i -ю канавку строим диаграмму (рис. 3.16).

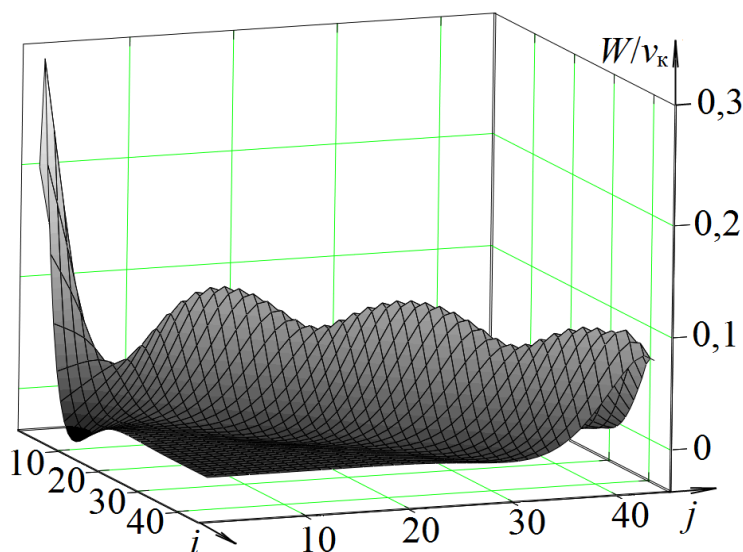


Рис. 3.16. Диаграмма матрицы податливости барабана ШПМ типа ЦР–6×3,4/0,6

Как видно на рис. 3.16, в диаграмме матрицы податливости можно выделить несколько участков, соответствующих различному напряженному состоянию барабана ШПМ.

Еще раз напомним, что визуализация процесса свидетельствует о максимальной податливости консольного участка обечайки барабана ШПМ.

3) Определение расчетных нагрузок, действующих на оболочку барабана ШПМ.

Расчет радиального канатного давления на барабан был выполнен с применением таких методик: К.С. Заболотного (здесь не было учтено ослабление натяжения витков каната), НКМЗ (при условии, что ослабление натяжения витков каната по ширине постоянно из-за деформации неподкрепленного барабана) и НГУ (ослабление витков каната во время деформации подкрепленного барабана было учтено).

По результатам расчетов построены графики, отражающие распределение давления по ширине заклиненного барабана в зависимости от номера канавки, на таких этапах работы ШПМ: начало подъема груженого скипа

(рис. 3.17), среднее положение скипа в стволе (рис. 3.18), конец подъема скипа (рис. 3.19).

Подробно проанализируем первый случай (рис. 3.17), когда нагруженный канат находится в стволе, а барабан воспринимает только радиальное давление, исходящее от витков холостого каната.

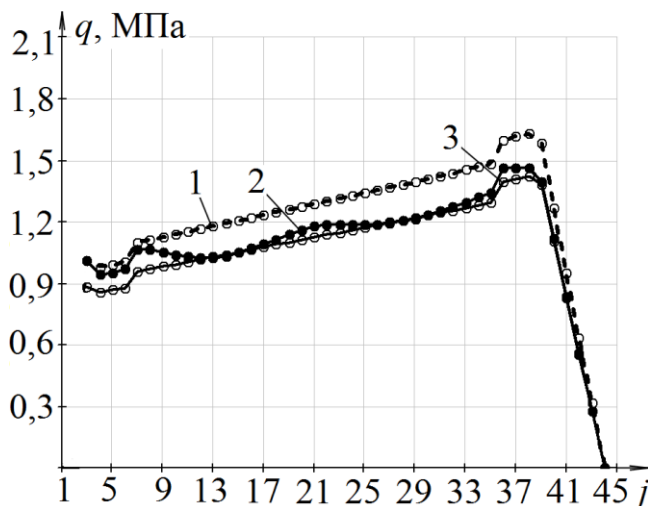


Рис. 3.17. Кривые распределения радиального давления холостого каната по ширине заклиненного барабана (в начале подъема рабочего каната).

Для построения использованы результаты расчетов по методикам:

1 – К.С. Заболотного, 2 – НГУ, 3 – НКМЗ

Анализируя кривую 1, можно проследить некоторые закономерности. Намотка холостого каната начинается с 39-й канавки барабана. Причем на 40 – 44-ю намотаны витки трения этого каната, при этом нагрузка, идущая от них, возрастает до величины давления каната в 39-й канавке по линейному закону. Это можно объяснить ускоренным движением противовеса в начале подъема каната. На участке барабана от 35-й по 7-ю канавку канат наматывается с постоянной скоростью, и нагрузка линейно падает с образованием каждого витка из-за уменьшения длины отвеса каната. В месте 3 – 7-й канавок происходит уменьшение давления, вызванное торможением противовеса.

Радиальная нагрузка, соответствующая кривой 3, равна той, что отражена кривой 1, только умноженной на поправочный коэффициент уменьшения давления каната ($\psi_0 = 0,873$).

Анализ кривой 2 позволяет сформулировать определенные закономерности. Так, из-за высокой радиальной жесткости лобовины в ее окрестности значение давления каната приближается к величинам, соответствующим кривой 1. При удалении каната от лобовин или шпангоутов на восемь витков радиальное давление ослабевает на 15 % до значений, отраженных кривой 3. Поскольку радиальная жесткость шпангоутов намного ниже, чем у лобовины, то радиальное давление на прилегающем к ним участке занимает промежуточное положение между значениями параметра, соответствующий кривым 1 и 3 (примерно 0,9 от величин, образовавших кривую 1).

Проанализируем второй, выбранный нами для расчета, случай (этап середины подъема скипа). Здесь на левой части заклиненного барабана намотан рабочий канат, а на правой остались витки холостого каната, вследствие чего первый намотан с 1-й по 18-ю канавку, а второй с 24-й по 44-ю, таким образом, что между ними остается пять свободных канавок (см. рис. 3.18).

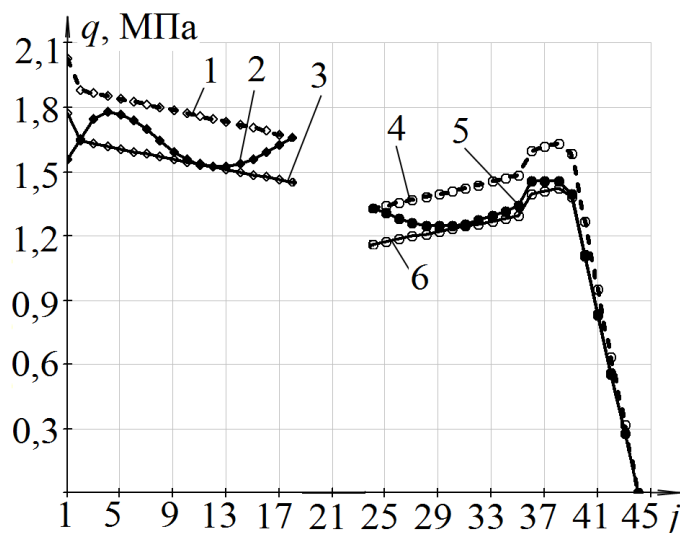


Рис. 3.18. Кривые распределения радиального давления навитых канатов (1, 2, 3 – рабочего; 4, 5, 6 – холостого) по ширине заклиненного барабана в середине подъема грузеного скипа. Для построения использованы результаты расчетов по методикам:

К.С. Заболотного – 1, 4; НГУ – 2, 5; НКМЗ – 3, 6

Кривые 4 и 6 на рис. 3.18 являются частями кривых 1 и 3 на рис. 3.17.

Кривая 1 (рис. 3.18) соответствует усилиям, которые оказывают витки рабочего каната. Увеличение радиального давления каната на 1-ю канавку связано с ускоренным движением скипа в начале его подъема.

На участке от 2-й по 18-ю канавку канат наматывается с постоянной скоростью, а нагрузка снижается линейно в процессе образования каждого витка из-за уменьшения длины отвеса каната.

Радиальная нагрузка, соответствующая кривой 3, аналогична той, что проиллюстрирована кривой 1, но умноженной на поправочный коэффициент уменьшения давления каната ($k = 0,873$).

Расчет, выполненный по методике НГУ (по его данным построена кривая 2 на рис. 3.18) показал, что максимальное ослабление радиального давления возникает в первой канавке барабана и составляет 30 %. Это происходит из-за того, что первая канавка находится на свободном краю обечайки, где наблюдается максимальная податливость. Расположенная между канавками лобовина усиливает жесткость обечайки, поэтому радиальное давление на четвертую и пятую канавки, слева от лобовины, максимально и ослабевает всего на 4 %. Под действием намотанных витков радиальное давление, которое оказывает рабочий канат на участке от 5-й по 17-ю канавку ослабевает примерно на 15 %, а нагрузка, возникающая под действием холостого, уже с 3-й по 17-ю канавку, уменьшается на 13,2 %. Результаты расчетов, проведенных по описанной нами методике (в отличие от полученных путем применения методик К.С. Заболотного и НКМЗ), позволяют сделать важные выводы. На участке наматывания каната (см. рис. 3.18, кривую 2, отражающую давление в 18-й канавке) и в месте его сматывания (см. кривую 5 – в 24-й канавке соответственно) радиальное давление не ослабевает. Это можно объяснить отсутствием на барабане витков каната между обеими ветками. А в соседних витках наматываемого и разматываемого канатов радиальное давление падает согласно экспоненциальной функции.

Проанализируем третий случай расчета (этап завершения подъема скипа), когда на левой части заклиненного барабана намотан рабочий канат, а на правой остались витки трения холостого каната, т. о., первый из них намотан

с 1-й по 34-ю канавку, а второй с 40-й по 44-ю, причем между канатами остается пять свободных канавок.

Форма кривых 1 и 3 на рис. 3.19 соответствует форме кривых 1 и 3 на рис. 3.18 с той особенностью, что последние отражают происходящее на участке от 31-й по 34-ю канавку барабана ослабление радиального давления, связанное с торможением скипа в конце подъема.

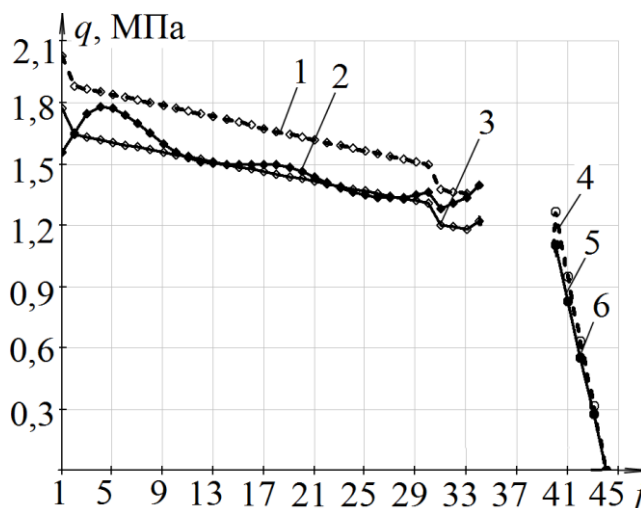


Рис. 3.19. Кривые распределения радиального давления навитых канатов (1, 2, 3 – рабочего; 4, 5, 6 – холостого) по ширине заклиненного барабана в конце подъема груженого скипа. В построении использованы результаты расчетов по методикам: К.С. Заболотного – 1, 4; НГУ – 2, 5; НКМЗ – 3, 6

Результаты расчета, выполненного по методике НГУ, показали, что изменения формы кривой 2 на рис. 3.19 (соответствуют давлению в районе лобовины) аналогичны изменению формы кривой 2 на рис. 3.18. Таким образом, на участке неподкрепленной обечайки барабана радиальное давление ослабевает до величины, которая соответствует кривой 3 на 16 %. В то же время возле шпангоутов радиальное давление уменьшается на 11 %.

Кривые на рис. 3.17, 3.18, 3.19 соответствовали усилиям, возникающим при намотке рабочего каната на шестую ($k = -3$), восемнадцатую ($k = 18$) и 34-ю канавку ($k = 34$). На рис. 3.20 представлен график распределения сил как функция двух переменных: k – номер канавки барабана, на которую наматывается виток, и j – номер канавки, в которой определяют возникающее давление.

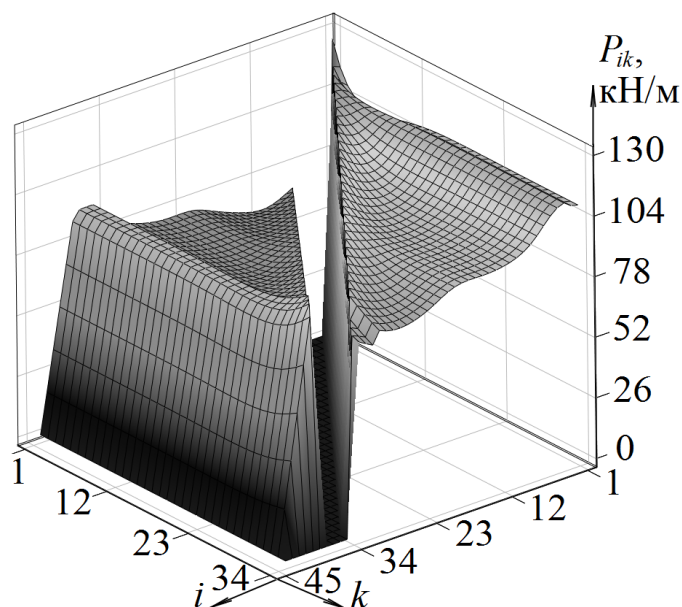


Рис. 3.20. Диаграмма зависимости погонной нагрузки $P_{i,k}$ на оболочку барабана ШПМ от параметров i и k

Как видно из графика на рис. 3.20, канатная нагрузка, возникающая на участке с 4-го по 6-й виток (зона лобовины), достигает максимального значения. Это связано с повышенной радиальной жесткостью лобовины и величиной натяжения в верхнем сечении рабочего каната. Характер изменения радиального давления, обусловленный местом расположения (номером) наматываемого k -го витка, когда скип занимает промежуточное положение в стволе, соответствует характеру кривых 4 и 5 на рис. 3.19. Необходимость определения значений радиального давления, соответствующих полному диапазону изменений номера наматываемого k -го витка, вызвана тем, что нужно обнаружить наиболее опасное состояние, при котором в обечайке барабана возникают максимальные напряжения. Например, чтобы проанализировать, как отражается на работе конструкции наличие шпангоута, необходимо испытать его в условиях максимальной нагрузки.

4) Определение напряжений в конструктивно-ортотропной оболочке барабана.

Сформулируем, каким образом максимальные осредненные напряжения, возникающие в конструктивно-ортотропной оболочке, зависят от номера i -го наматываемого витка. С этой целью сначала опишем выражения для опреде-

ления прогиба и кривизны на k -м участке составной конструктивно-ортотропной оболочки, а именно:

$$w_k(x) = e^{\beta_k \cdot x} \cdot (C_{4k-3} \cdot \sin(\beta_k \cdot x) + C_{4k-2} \cdot \cos(\beta_k \cdot x)) + e^{-\beta_k \cdot x} \cdot (C_{4k-1} \cdot \sin(\beta_k \cdot x) + C_{4k} \cdot \cos(\beta_k \cdot x));$$

$$\kappa_k(x) = -2 \cdot \beta_k^2 \cdot \left[\begin{aligned} & (C_{4k-1} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k} + C_{4k-3} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k}) \cdot \cos(\beta_k \cdot x_k) + \\ & + (C_{4k-2} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k} + C_{4k} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k}) \cdot \sin(\beta_k \cdot x_k) \end{aligned} \right],$$

здесь коэффициент затухания перемещений $\beta_k = \sqrt[4]{B_k / 4 \cdot R^2 \cdot D_k}$; R – радиус обечайки; x_k – длина k -й балки.

Исходя из того, что между двумя канавками профилированной обечайки размещены два участка составной конструктивно-ортотропной оболочки, приходим к выводу о существовании связи между номерами i -ой канавки и k -го участка, на левом конце которого расположена эта канавка, то есть $k = 2i - 1$.

Применив выражения (2.66) и (2.67), определим значения осевых напряжений в верхних и нижних слоях конструктивно-ортотропной оболочки, то есть

$$\sigma_{\text{хв}i} = -\frac{E_{1k} \cdot \kappa_i \cdot h}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{\text{хн}i} = \frac{E_{2k} \cdot \kappa_i \cdot h}{2(1-\mu^2)}.$$

При этом учитываем, что соответствующие окружные напряжения имеют такие значения:

$$\sigma_{\text{фв}i} = -\frac{E_{2k} \cdot w_i}{R} - \frac{E_{1k} \cdot \mu \cdot \kappa_i \cdot h}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{\text{фн}i} = \frac{E_{2k} \cdot w_i}{R} + \frac{E_{1k} \cdot \mu \cdot \kappa_i \cdot h}{2(1-\mu^2)}.$$

К тому же интенсивность напряжений по критерию Мизеса можно описать следующими выражениями:

– в верхних слоях конструктивно-ортотропной оболочки

$$\sigma_{\text{в}i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{\text{хв}i} - \sigma_{\text{фв}i})^2 + \sigma_{\text{фв}i}^2 + \sigma_{\text{хв}i}^2};$$

– в ее нижних слоях

$$\sigma_{H_i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xH_i} - \sigma_{\phi H_i})^2 + \sigma_{\phi H_i}^2 + \sigma_{xH_i}^2}.$$

Ниже (рис. 3.21) приведены результаты математического моделирования процесса изменения напряжений, возникающих в верхнем σ_v и нижнем σ_n слоях конструктивно-ортотропной оболочки с учетом номеров наматываемого i -го витка и j -й канавки.

Построенные нами диаграммы показывают, что максимальные напряжения, которые имеют место в верхнем (рис. 3.21, *a*) и нижнем (рис. 3.21, *б*) слоях конструктивно-ортотропной оболочки, достигают максимального значения в зоне лобовины. Результаты математического моделирования процесса свидетельствуют, что наиболее опасные состояния возникают в рабочем канате на участке с 18-й по 34-ю канавку.

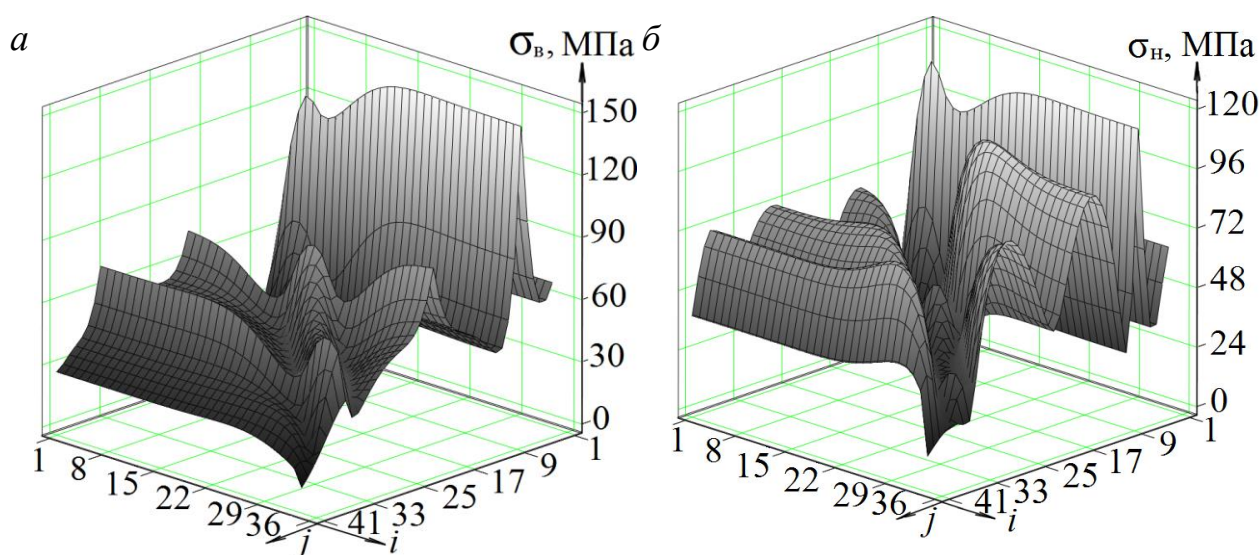


Рис. 3.21. Диаграммы зависимости напряжений σ от параметров i и j

На рис. 3.22 показаны кривые изменения сил, а также возникающих при этом напряжений и прогибов оболочки в процессе намотки 18-го витка рабочего каната.

Как показывают данные рисунка, давление σ_{\max} в четвертой канавке выше, чем в шестой (там крепится лобовина). Это явление следует из монотонно

убывающего натяжения рабочего каната в зависимости от его расположения (номера канавки). Точка 1 на кривой σ_{\max} соответствует напряжению, которое возникает при взаимодействии оболочки с лобовиной, расположенной между шестой и седьмой канавками. Излом этой кривой отражает воздействие перерезывающей силы со стороны лобовины, аналогичный излом кривой соответствует месту ее взаимодействия со шпангоутом (точка 5), что происходит вблизи двадцатой канавки. Причем из-за невысокой радиальной жесткости шпангоута эта перерезывающая сила будет слабее. По этой причине форма кривой σ становится более полой. К тому же точки 3 и 7 на кривой соответствуют максимальным прогибам оболочки барабана, возникающим между лобовиной и шпангоутом. А в точках 2, 4 и 6 кривой отражено существенное уменьшение изгибных напряжений по сравнению с кольцевыми, поскольку они соответствуют изменению знака кривизны деформации оболочки.

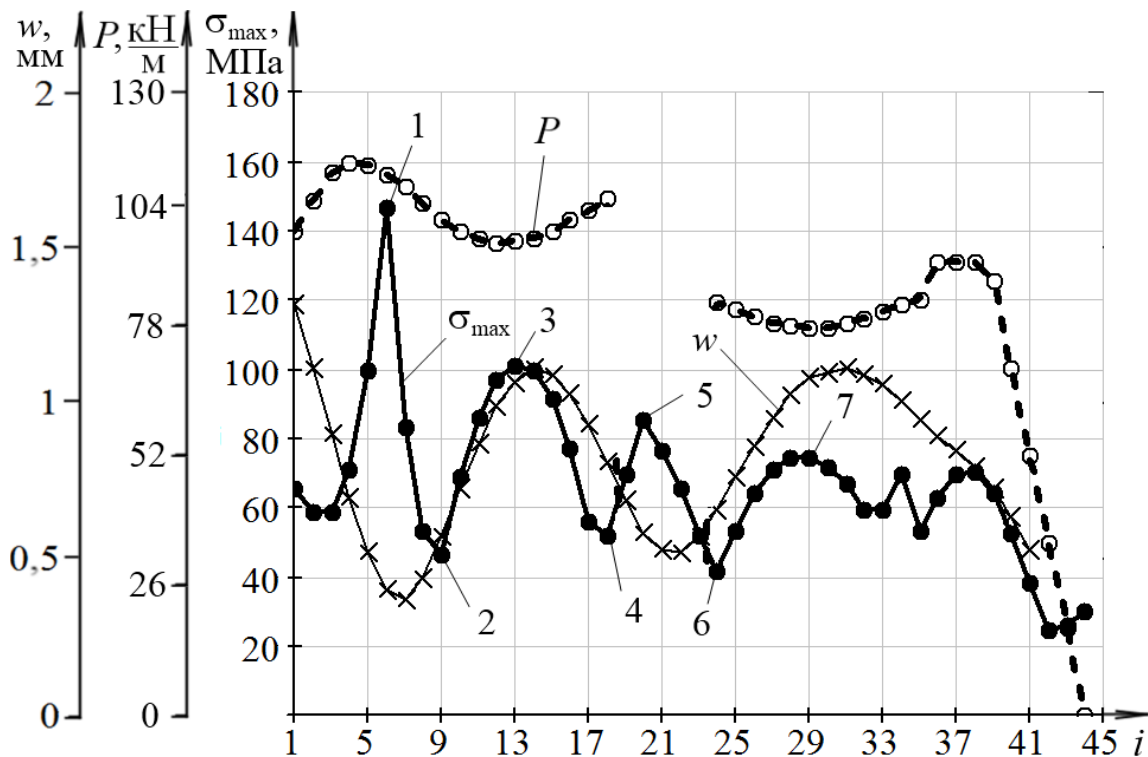


Рис. 3.22. Кривые зависимости сил P , напряжений σ_{\max} и прогибов w от места их возникновения (номера канавки i)

5) Выбор параметров для расчета НДС в барабане ШПМ.

Применительно ко всем вариантам нагружения оболочки барабана n

определяют вектор $\{\sigma\}$ (рис. 3.23), каждый компонент которого отвечает максимальной интенсивности развивающихся там напряжений. При этом, вариант, который соответствует максимальному значению компонента вектора $\{\sigma\}$, используют в расчетах с помощью МКЭ.

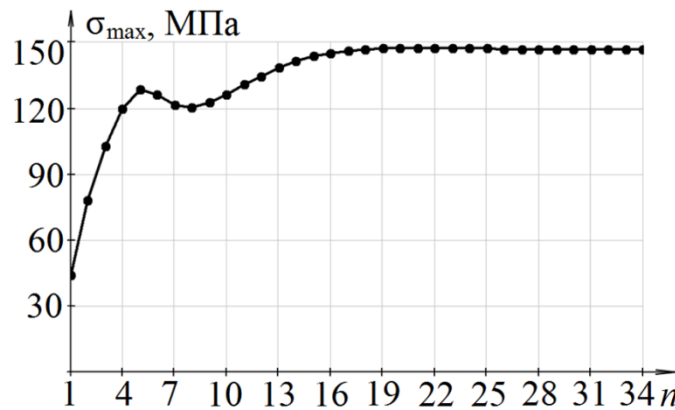


Рис. 3.23. График вектора максимальных напряжений в оболочке барабана ШПМ

Если судить по форме кривой на рис. 3.23, напряжения в конструктивно-ортотропной оболочке непрерывно возрастают, достигая асимптотического значения 150 МПа.

б) Расчет НДС барабана с применением МКЭ.

На рис. 3.24 представлены результаты расчета напряжений в конечно-элементной модели заклиненной части барабана ЦР – 6×3,4/0,6, соответствующие восемнадцатому варианту нагружения.

Из анализа полученных данных видно, что максимальные напряжения распределены на доньшках канавок над правой лобовиной, а достигнутое при этом максимальное значение (190 МПа) существенно превышает предельно допустимое [9].

Для проверки адекватности метода определения расчетных нагрузок сравним графики напряжений, возникающих в верхнем (рис. 3.25, а) и нижнем (рис. 3.25, б) слоях конструктивно-ортотропной оболочки, а также воспроизведенное в твердотельной модели заклиненной части барабана, которую создали при помощи МКЭ средствами программы SolidWorks Simulation [56].

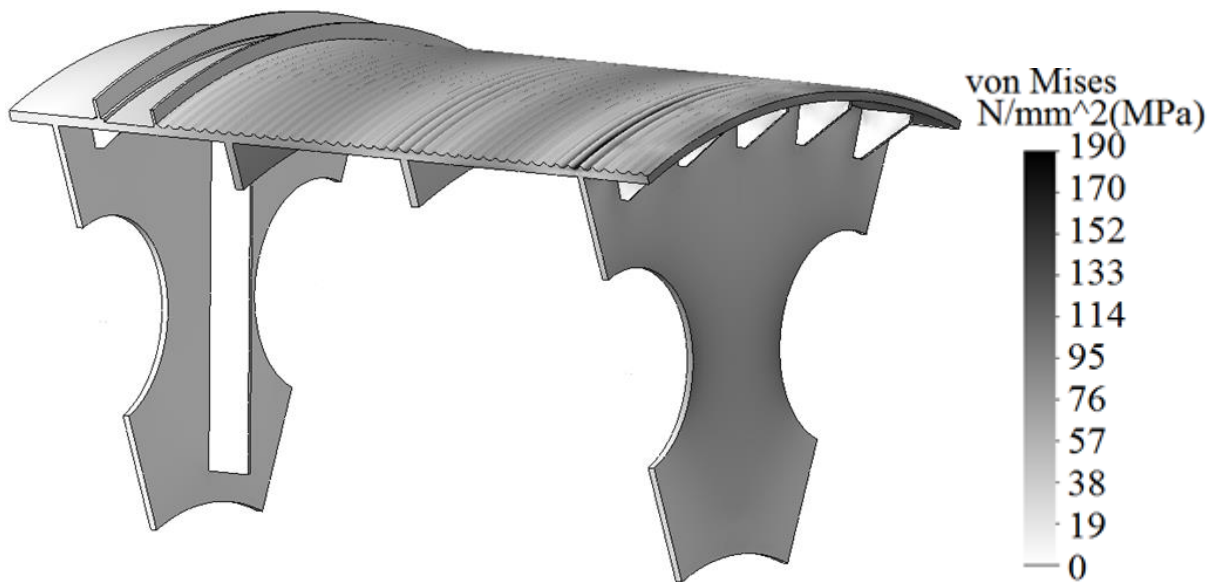


Рис. 3.24. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния барабана машины типа ЦР

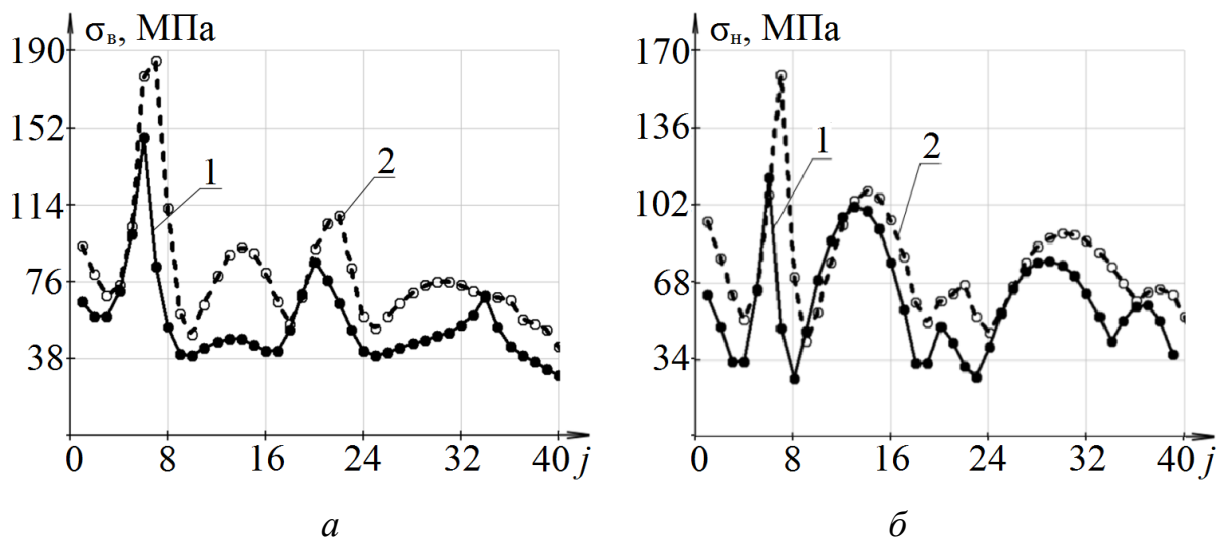


Рис. 3.25. Кривые напряжений в верхнем (а) и нижнем (б) слоях оболочки, построенные на базе данных, полученных при помощи:

- 1 – математической модели конструктивно-ортотропной оболочки;
- 2 – твердотельной модели барабана

Сопоставляя графики напряжений (рис. 3.25, а, б), возникающих в профилированном барабане и в конструктивно-ортотропной оболочке под влиянием одинаковых усилий, видим, что конфигурация кривых подобна, причем напряжения в осредненной оболочке ниже, чем в твердотельной модели. Это объясняется тем, что в основании гребешка профилированной обечайки воз-

никают касательные напряжения, не учтенные в конструктивно-ортотропной оболочке, а продольные усилия действуют только в месте доньшка канавки. Итак, разработанная авторами математическая модель конструктивно-ортотропной оболочки позволяет получить осредненные значения напряжений, зачастую они будут ниже реальных, это дает возможность качественно оценить характер их распределения в барабане ШПМ.

3.4. Выводы к разделу 3

1. На базе теории подобия и при использовании соответствующих размерностей обоснованы такие параметры лабораторной установки для исследования процесса намотки каната на барабан: радиус оболочки 150 мм; длина оболочки 200 мм; толщина оболочки 2,5 мм; диаметр каната 3 мм.

2. С использованием разработанного метода определены значения радиальных прогибов оболочки барабана под воздействием канатной нагрузки. При этом натяжение каната изменялось в диапазоне 29,4...133 Н, а максимальный прогиб находился в пределах 0,14...0,63 мм.

3. Экспериментальная навивка каната на барабан, в ходе которой измеряли прогибы центрального участка его оболочки, свидетельствует о том, что точки показаний противоположных датчиков практически симметричны относительно центра окружностей системы координат, таким образом, можно использовать средние значения показаний четырех датчиков.

4. Значения радиальных прогибов оболочки барабана в выборке распределяются по нормальному закону, стало быть, с доверительной вероятностью 95 % отклонение границ доверительного интервала полученных данных от математического ожидания не превышает 3 %.

5. Погрешность в определении значений прогибов оболочки с применением предложенного авторами метода, когда предусмотрена последовательная намотка каната, по сравнению с результатами физического эксперимента составляет не больше 9 %.

6. Графики напряжений, возникающих в профилированном барабане, построенные с применением МКЭ и базирующиеся на предложенном авторами методе, отмечены качественным подобием, в то время как количественное отличие вызвано тем, что в основании гребешка профилированной обечайки имеют место касательные напряжения.

7. В разработанном авторами методе математическая модель конструктивно-ортотропной оболочки барабана служит базой для получения усредненных значений напряжения, что делает возможным выбор расчетных параметров для последующего определения НДС, возникающих в барабане, применяя при этом МКЭ.

4. РАЗРАБОТКА ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ БАРАБАНОВ ШПМ

4.1. Постановка задачи

В предыдущем разделе был изложен метод определения расчетных нагрузок, возникающих при намотке каната на цилиндрический барабан ШПМ [39, 48 – 52].

Авторы поставили перед собой задачу разработать на основе предложенных подходов инженерную методику расчета и конструирования цилиндрических барабанов ШПМ, которая позволит с минимальными трудозатратами выбирать оптимальные значения максимальных напряжений, возникающих в барабане, из множества вариантов нагружения, а на их базе определять рациональные конструктивные параметры барабана по критерию обеспечения минимальных напряжений в барабане.

4.2. Алгоритм разработки инженерной методики

Для реализации поставленной задачи в качестве вычислительного алгоритма использовали математические модели деформирования подкрепленного барабана и намотки каната, описанные уравнениями (2.8) – (2.65), согласно последовательности, представленной в разделе 2.5.

Математические модели были составлены с применением алгоритмического языка высокого уровня MathCAD 14, блок-схему последовательности вычислений видим на рис. 4.1.

Как видим на рис. 4.1, алгоритм расчета состоит из блоков, соответствующих таким действиям: ввод исходных параметров машины 2, определение усилий растяжения, возникающих в верхнем сечении каната 3, расчет жесткостных параметров конструктивно-ортотропной оболочки и упругих опор барабана 4, определение компонентов матрицы системы 5; а также следующим вспомогательным алгоритмам-функциям: определение матрицы податливости 6, линейных погонных усилий, возникающих в процессе намотки

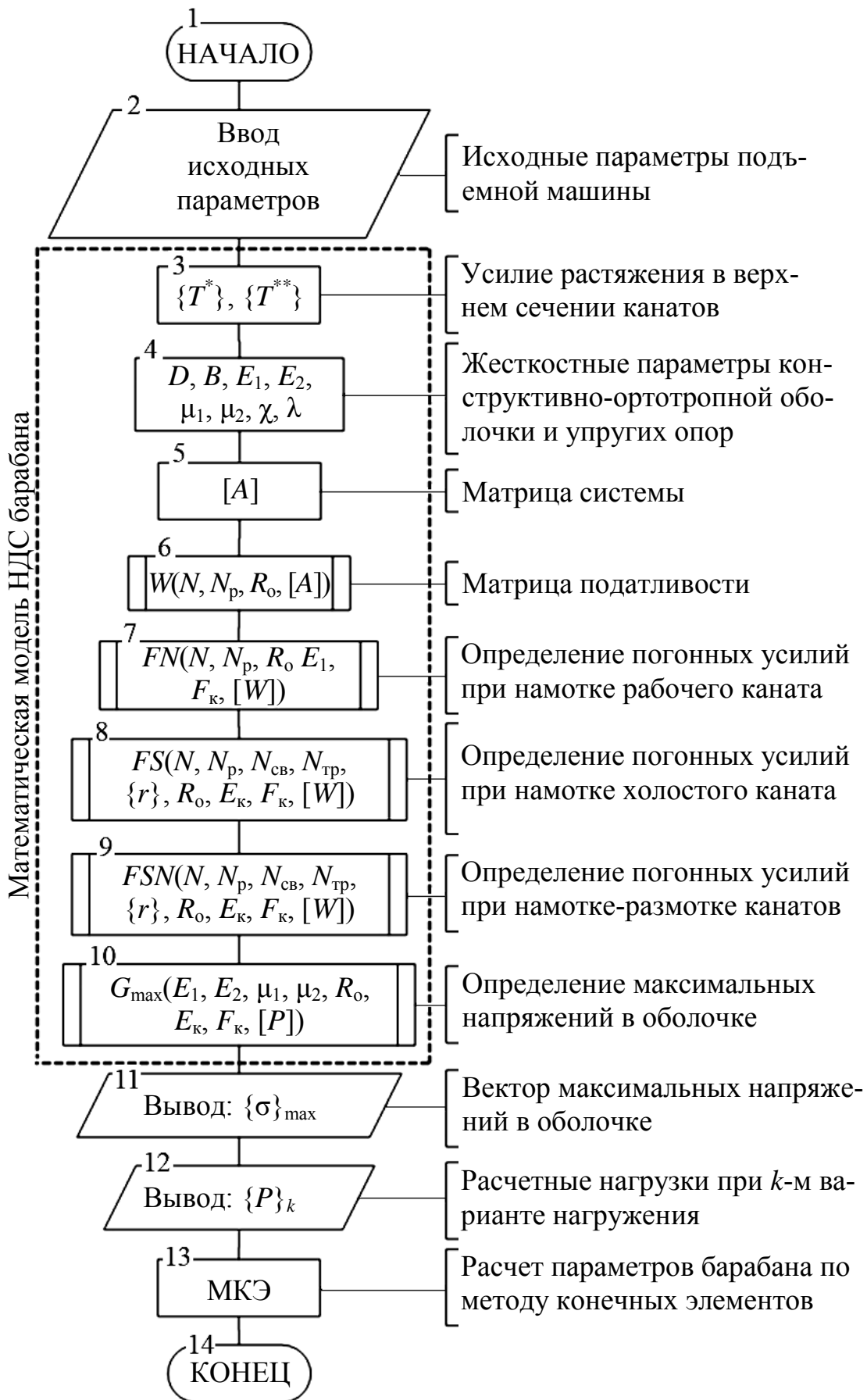


Рис. 4.1. Алгоритм определения расчетных нагрузок, возникающих в барабане, по разработанному авторами методу

рабочего 7, холостого 8 канатов, их одновременной намотки и размотки 9, вычисление максимальных напряжений в оболочке 10; к тому же схемой предусмотрены блоки, соответствующие выводу вектора максимальных напряжений 11 и расчетных нагрузок 12, позволяющих установить значения параметров барабана при помощи МКЭ 13.

Рассмотрим подробнее поэтапную реализацию головного алгоритма (рис. 4.1). По исходным параметрам машины (блок 2), применяя выражения (3.14) – (3.23), определяем усилия растяжения, прилагаемые к верхнему сечению канатов (блок 3), а воспользовавшись уравнениями (2.49) – (2.50), (2.58), (2.64) – (2.68), вычисляем такие жесткостные параметры конструктивно-ортотропной оболочки (блок 4): изгибную D и кольцевую B жесткость, модули упругости E_1, E_2 , коэффициенты Пуассона μ_1, μ_2 ; параметры упругих опор барабана, в частности, изгибную χ и кольцевую жесткость λ . В формировании матрицы системы $[A]$ (блок 5) участвуют параметры D и B .

После завершения описанных действий, по уравнениям (2.22) – (2.24) определяют компоненты матрицы податливости $[W]$ (блок 6), алгоритм расчета которых представлен в виде блок-схемы на рис. 4.2. В составе алгоритма один внешний и два внутренних цикла. В пределах внутреннего цикла формируется вектор усилий, после чего возможно найти константы интегрирования C , применяя функцию $\text{lsolve}(A, B)$. Упомянутые константы подставляют в следующий из циклов, где происходит формирование вектора компонентов матрицы податливости $[W]$, а дальше описанные действия повторяют до тех пор, пока число j не станет равным общему количеству канавок барабана N .

Полученные компоненты матрицы податливости подставляют в математическую модель намотки каната (2.8) – (2.17), по которой можно определить матрицу вариантов нагружения с компонентами $P_{j,k}$ и вектор значений радиусов недеформированных колец $\{r\}$. Математическая модель процесса использования каната предусматривает выполнение алгоритмов, соответствующих намотке (рис. 4.3), размотке (рис. 4.4) и одновременной намотке-размотке (рис. 4.5) каната.

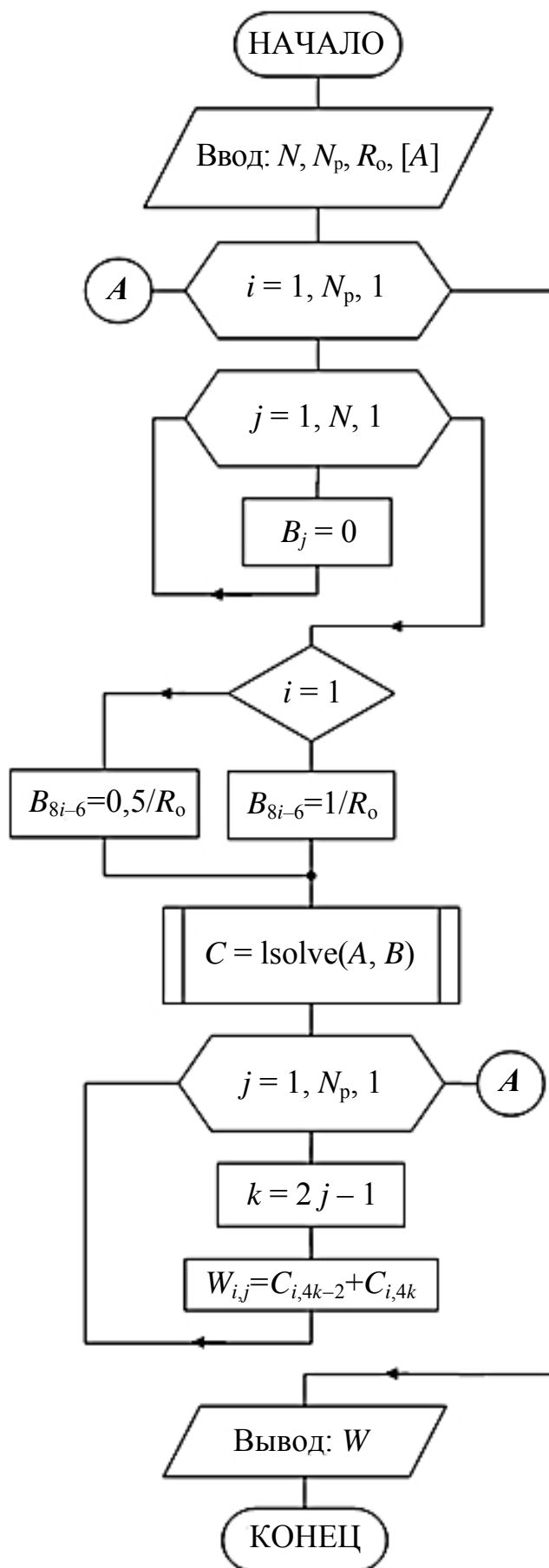


Рис. 4.2. Блок-схема подпрограммы W для алгоритма построения матрицы податливости оболочки барабана ШПМ

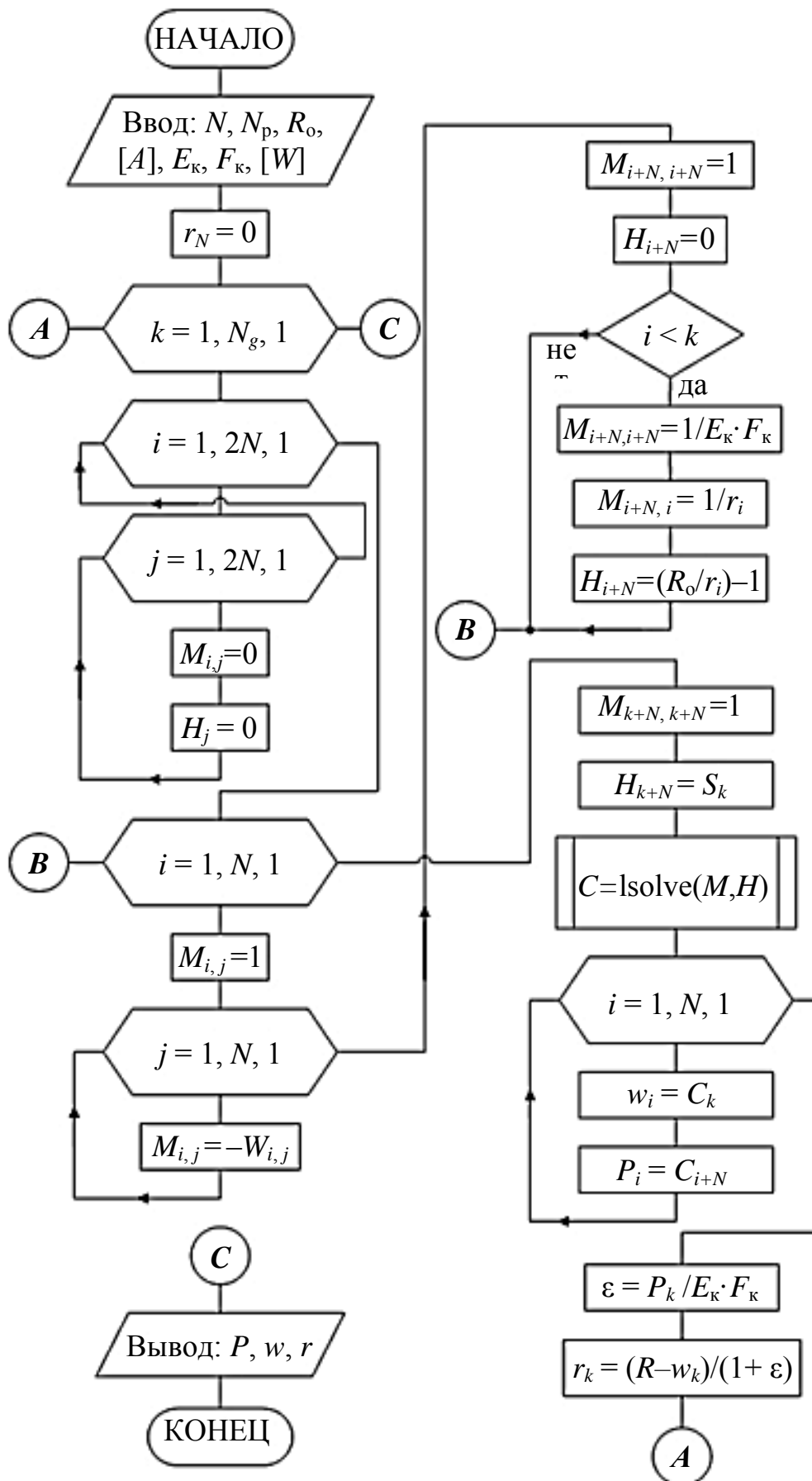


Рис. 4.3. Блок-схема подпрограммы FN для алгоритма определения расчетных нагрузок, возникающих в процессе намотки каната на барабан ШПМ

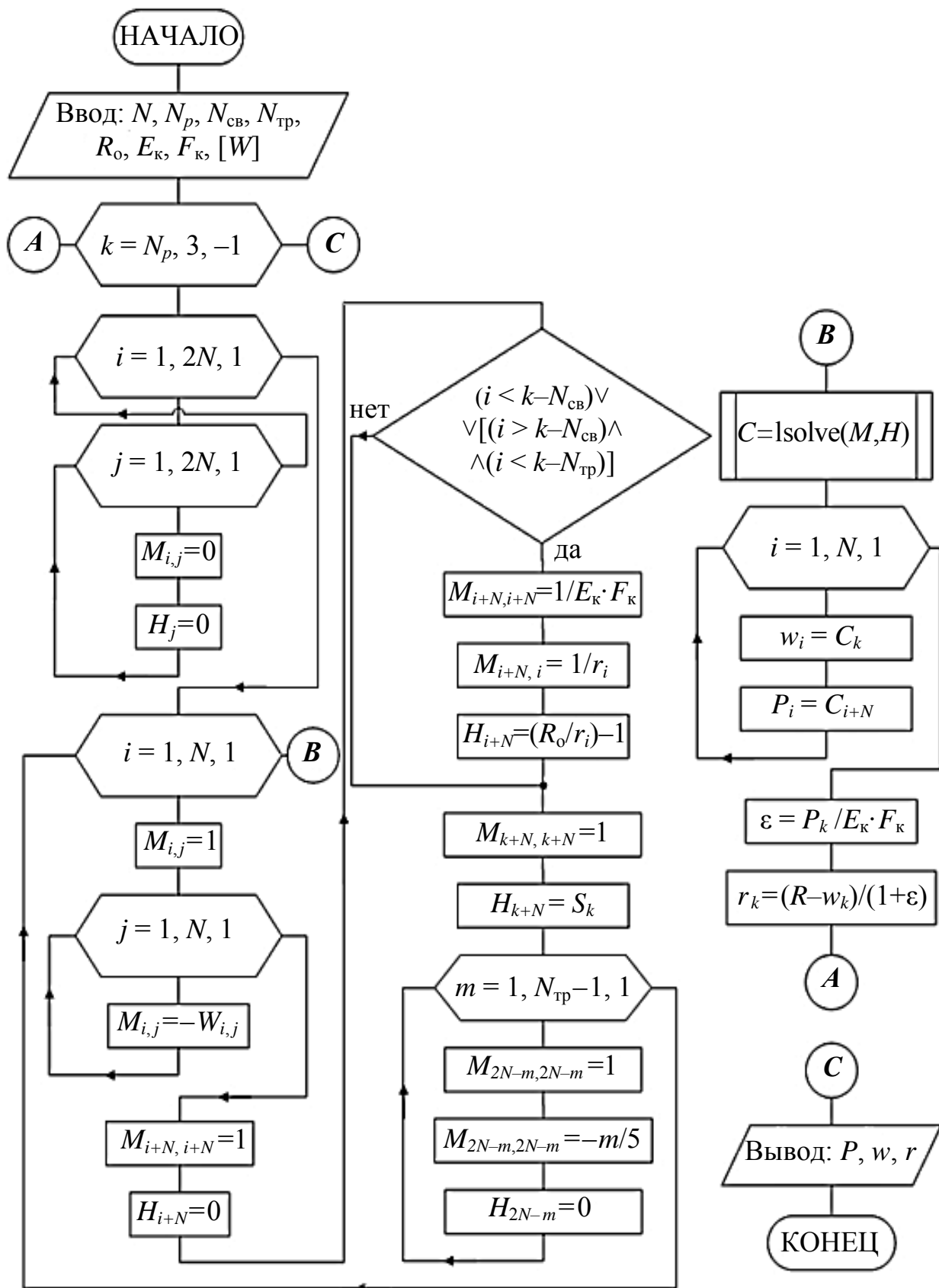


Рис. 4.4. Блок-схема подпрограммы *FS* для алгоритма определения расчетных нагрузок, образующихся в процессе размотки каната с барабана ШПМ

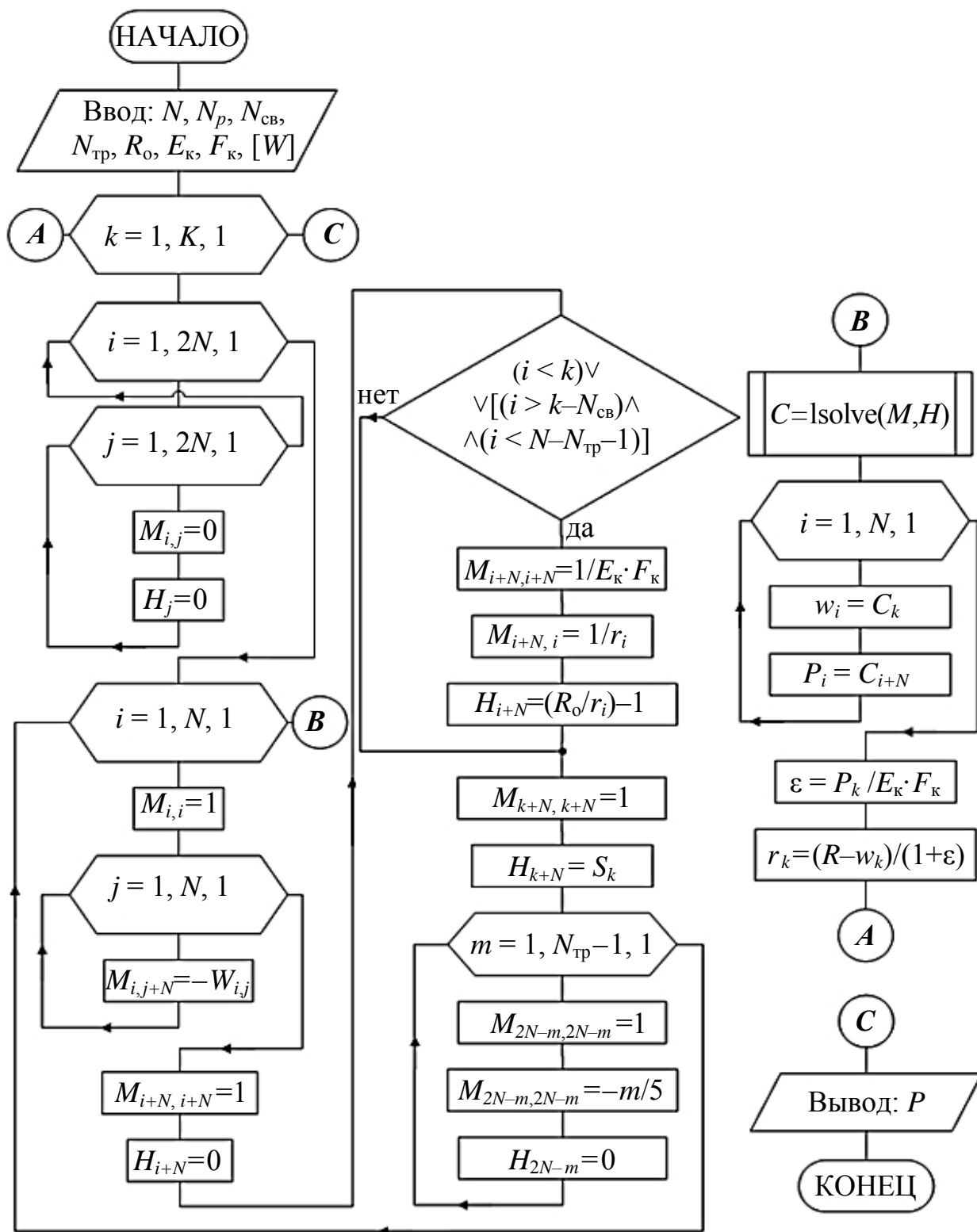


Рис. 4.5. Блок-схема подпрограммы *FSN* для алгоритма определения расчетных нагрузок, возникающих в процессе намотки-размотки каната ШПМ

На следующем этапе вычислений значения расчетных нагрузок подставляют в систему уравнений (2.22), после решения которой определяют матрицу констант интегрирования [C]. Затем полученный результат следует подставить

в выражение (2.18), применяя которое находят величины прогиба обечайки, а по его производной определяют ее кривизну. Результаты расчета подставляют в выражения для определения осевых (2.69) и окружных (2.70) напряжений в верхних и нижних слоях оболочки. Полученные результаты решения используют для вычисления приведенных значений напряжения согласно четвертой теории прочности, из которых выбирают максимальные. Описанный выше алгоритм можно представить в виде блок-схемы (см. рис. 4.6).

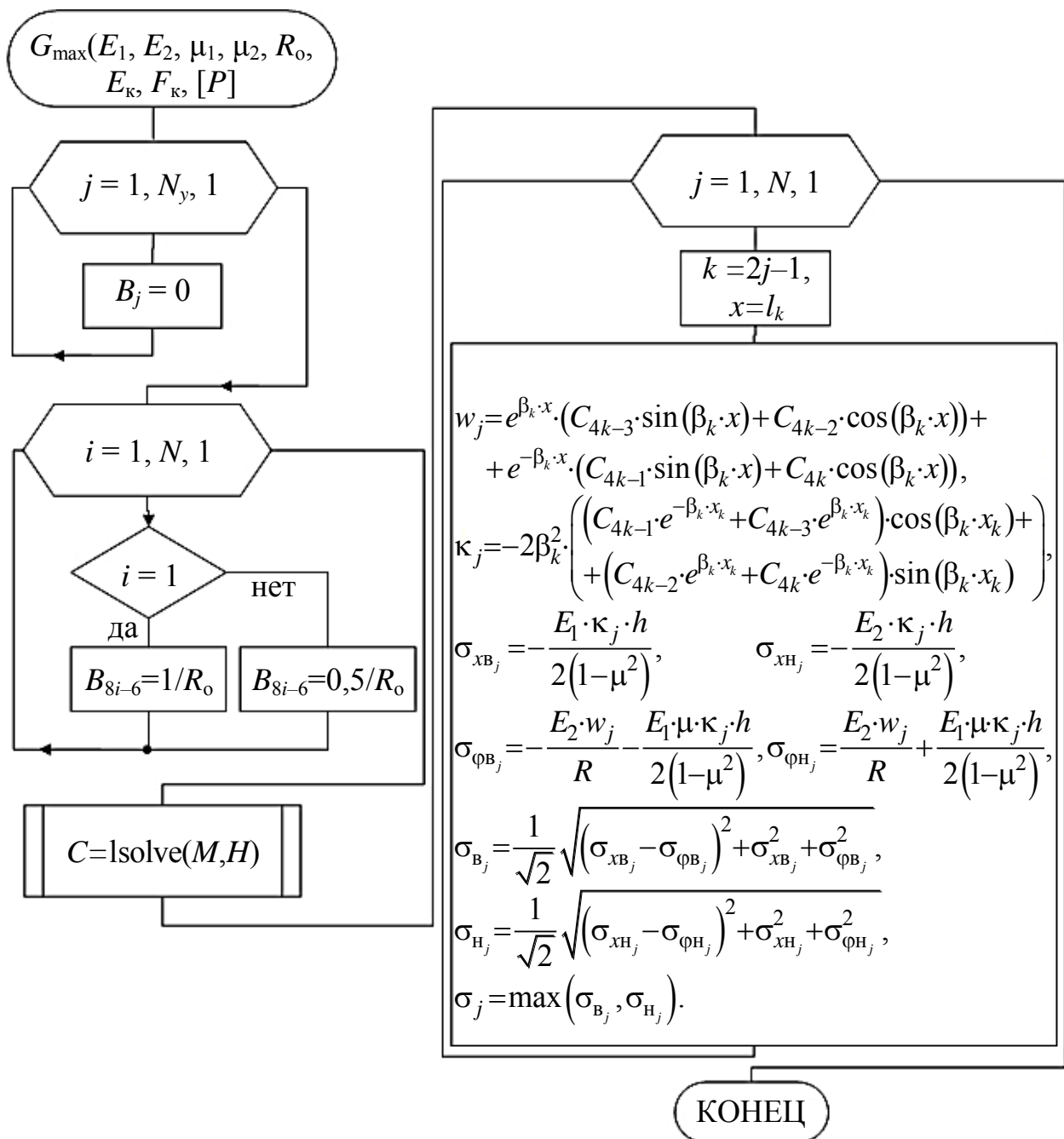


Рис. 4.6. Блок-схема подпрограммы G_{\max} для алгоритма определения максимальных напряжений, развивающихся в обечайке барабана ШПМ

Приведенный алгоритм определения расчетных нагрузок, возникающих в процессе намотки-размотки каната ШПМ, реализован в виде программы «АРМ конструктора» на алгоритмическом языке Mathcad. Результаты расчета, полученные с помощью этой программы, используются в качестве граничных условий для определения НДС барабана с применением метода конечных элементов.

4.3. Выводы к разделу 4

1. В разделе на основе предложенных подходов разработана инженерная методика расчета и конструирования цилиндрических барабанов ШПМ, которая позволит с минимальными трудозатратами выбирать оптимальные значения максимальных напряжений, возникающих в барабане, из множества вариантов нагружения, а на их базе определять рациональные конструктивные параметры барабана по критерию обеспечения минимальных напряжений в барабане.

2. Созданная авторами методика внедрена в работу проектировщиков на ПАО «НКМЗ» для оценки различных вариантов конструкции барабана и проведения ее оптимизации, причем поверочный расчет его параметров следует выполнять средствами МКЭ.

5. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ БАРАБАНА ШПМ НА ВОЗНИКАЮЩИЕ ТАМ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННЫЕ СОСТОЯНИЯ

5.1. Постановка задачи

Методику расчета параметров и выбора рациональной конструкции цилиндрических барабанов ШПМ разрабатываем на основе анализа зависимостей между обобщенными значениями их характеристик и напряжениями, возникающими в конструктивно-ортотропной оболочке.

В частности, рассмотрим, как сказывается положение лобовины барабана на величине максимальных напряжений в обечайке, и по результатам исследований сформулируем рекомендации относительно конструирования барабана. Далее проанализируем зависимость между параметрами подкрепляющих элементов барабана (шпангоутов) и лобовины и возникающими в обечайке напряжениями.

В итоге определим влияние параметров подкрепляющих элементов барабана на интенсивность напряжений.

5.2. Анализ зависимости между расположением лобовины барабана и величиной максимальных напряжений

Рассмотрим сначала, как максимальная интенсивность напряжений в барабане зависит от параметра размещения лобовины l (рис. 5.1)

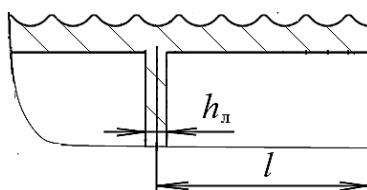


Рис. 5.1. Исследуемые параметры лобовины ШПМ

В процессе исследования приняты допущения, предусмотренные в разработанном выше (п. 2.5) методе определения расчетных нагрузок, действующих на цилиндрический барабан ШПМ во время его работы.

Исследования выполняли по разработанной авторами инженерной методике (см. раздел 4).

На рис. 5.2 показаны результаты применения этой методики в виде графиков зависимости между максимальной интенсивностью напряжений в барабане и расстоянием лобовины (его кратность шагу нарезки канавки t составляла 0,5 ... 5,5) от плоскости разреза на заклиненной части барабана ЦР – 6×3,4/0,6 (см. рис. 5.2). Здесь обозначено k – номер нагружения.

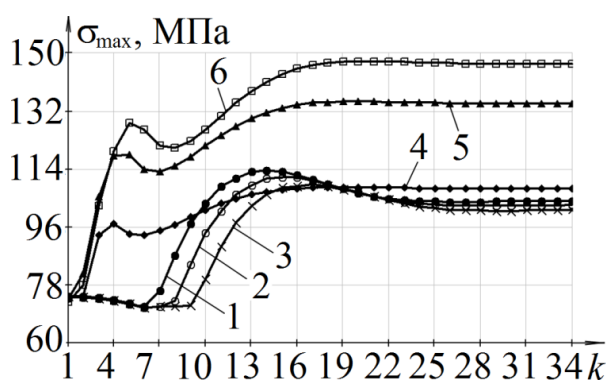


Рис. 5.2. Графики зависимости максимальных напряжений, возникающих в оболочке барабана, от варианта нагружения, соответствующего таким значениям параметра l : 1 – 0,5 t ; 2 – 1,5 t ; 3 – 2,5 t ; 4 – 3,5 t ; 5 – 4,5 t ; 6 – 5,5 t

Было отмечено, что когда лобовина находилась на расстоянии 3,5 t , максимальные напряжения уменьшались на 48 % по сравнению с этим показателем базовой конструкции барабана (5,5 t).

Построение графиков при помощи предложенной авторами методики заняло всего один час, тогда как, применяя МКЭ, эту же работу можно выполнить только за 300 часов.

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать следующие наблюдения:

- когда расстояние лобовины от плоскости разреза барабана кратно 0,5 ... 3,5 шага нарезки, то максимальные напряжения в нем снижаются по мере возрастания номера варианта нагружения в диапазоне 1 ... 12, а затем плавно увеличиваются, достигая асимптотического значения 100 МПа;
- если кратность расстояний составляет 4,5 ... 5,5 шага нарезки, то максимальные напряжения в тех же самых условиях непрерывно возрастают и

достигают асимптотического значения в диапазоне 132 ... 150 МПа после выполнения 18-го варианта нагружения.

Возникает потребность в оптимизации расстояния l , определяющего положение лобовины со стороны переставной части барабана, при котором возможно достичь минимума максимальных напряжений σ_{\max} , возникающих в обечайке заклиненной части барабана ЦР – 6×3,4/0,6.

В этом случае принимаем, что, будучи варьируемым параметром, безразмерное расстояние между лобовиной вблизи места разреза барабана и этим разрезом $l_{\beta} = l \cdot \beta$.

В качестве функции цели приняты следующие безразмерные максимальные напряжения, которые возникают в обечайке барабана:

$$\Gamma = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{асим}}$$

Далее найдем такое значение параметра l_{β} , при котором безразмерные максимальные напряжения будут минимальными, то есть

$$L^* = \min_{\Gamma \in \mathbb{X}} \|\Gamma\|,$$

здесь $\|\Gamma\| = \max \left\{ \left| \Gamma(l_{\beta}) \right| : l_{\beta} \in [0, 1; 1, 7] \right\}$; \mathbb{X} – допустимое множество действительных чисел.

После проведения вычислительного эксперимента и обработки его результатов нам удалось построить кривую зависимости максимальных напряжений, имеющих место в оболочке барабана, от приведенного значения длины его консольной части (рис. 5.3).

Минимальное значение напряжений в обечайке барабана достигается при условии, что относительная длина консольной части барабана $l_{\beta} = 0,7$.

Анализ зависимости (рис. 5.3) показывает, что если консоль длинная ($l_{\beta} > 0,7$), то максимальные напряжения возникают над лобовиной, которая в отличие от обечайки, испытывает незначительное усилие на изгиб. При короткой консоли, когда безразмерное расстояние от наматываемого каната до лобовины $l_{\beta} < 0,7$, изгибные напряжения на среднем участке обечайки

достигают своего максимума и могут приближаться к асимптотическому значению.

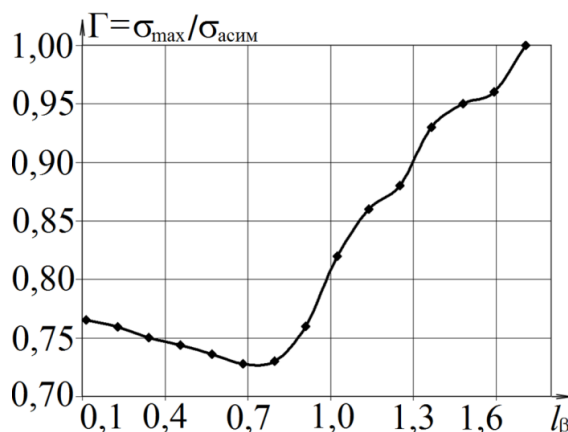


Рис. 5.3. График зависимости максимальных напряжений в оболочке от приведенного значения длины консольной части барабана

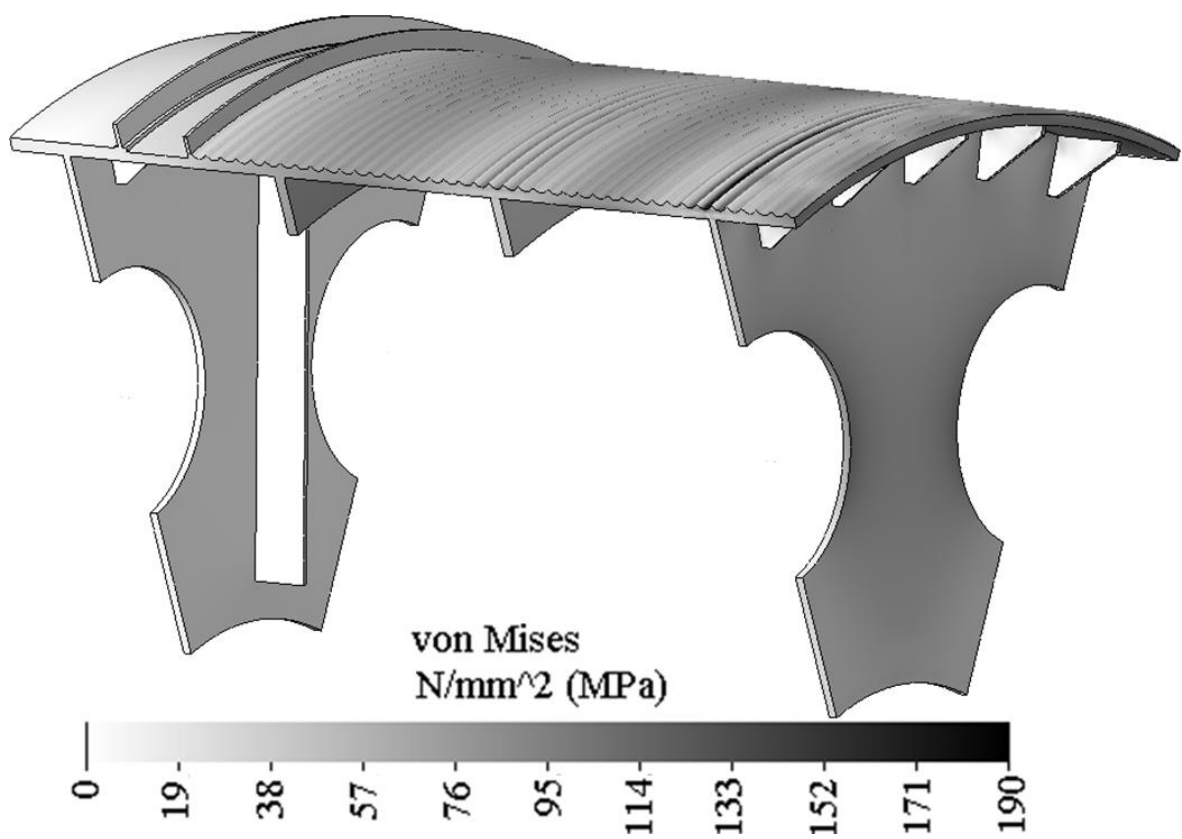
Применяя МКЭ, определим на сколько уменьшатся максимальные напряжения в обечайке, если расстояние от лобовины до края барабана будет составлять 0,5 шага нарезки, по сравнению с базовой конструкцией (там расстояние равно 5,5 шага нарезки).

На рис. 5.4 представлены результаты расчета значений НДС в конечно-элементной модели базовой конструкции заклиненной части барабана типа ЦР – 6×3,4/0,6 [49, 50], соответствующие 18-му варианту нагружения, и модифицированной конструкции на базе 13-го варианта нагружения.

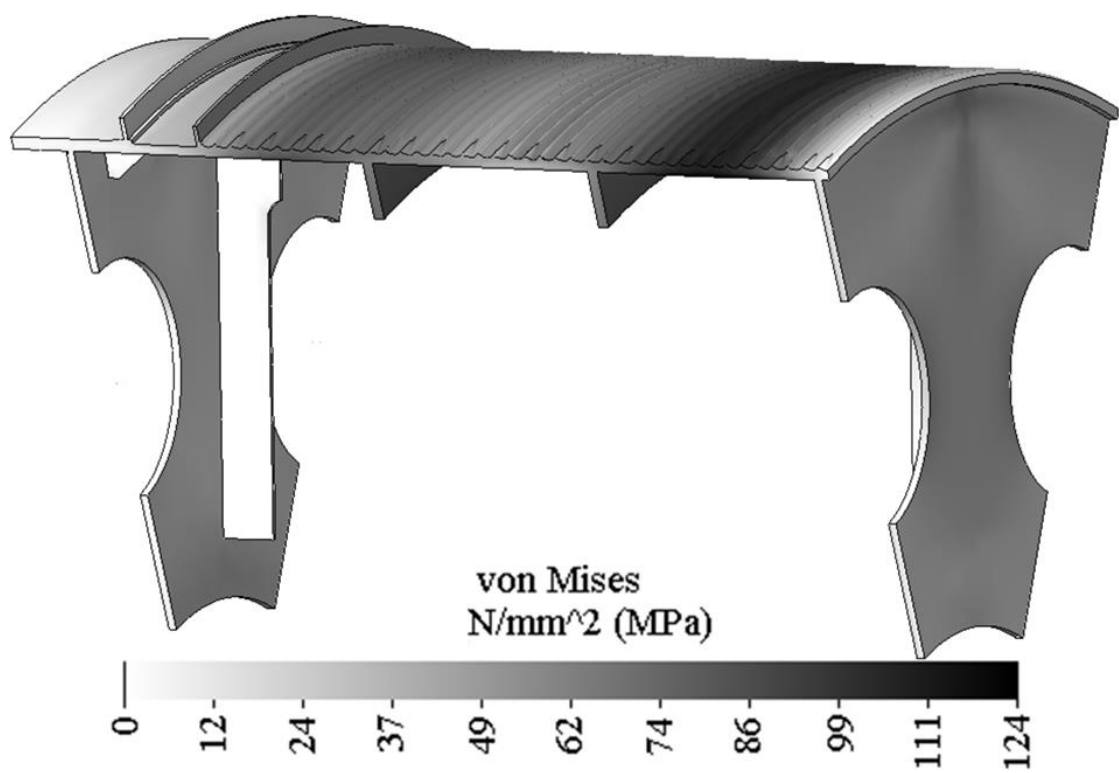
Проанализировав результаты расчета НДС заклиненной части барабана ЦР – 6×3,4/0,6, видим, что напряжения в базовой конструкции выше на 53 %, чем в модифицированной.

На рис. 5.5 изображены графики напряжений, которые возникают в верхних (рис. 5.5, а) и нижних (рис. 5.5, б) слоях обечайки, построенные различными методами: при помощи разработанной авторами математической модели и с применением МКЭ.

Данные рис. 5.5 свидетельствуют о качественном подобии кривых, при этом значения напряжений, полученные с применением аналитической модели, меньше, чем при помощи конечно-элементной.



a



б

Рис. 5.4. Результаты расчета НДС, возникающих в барабане (по МКЭ):

a – базовой конструкции;

б – конструкции с переставленной на край лобовиной

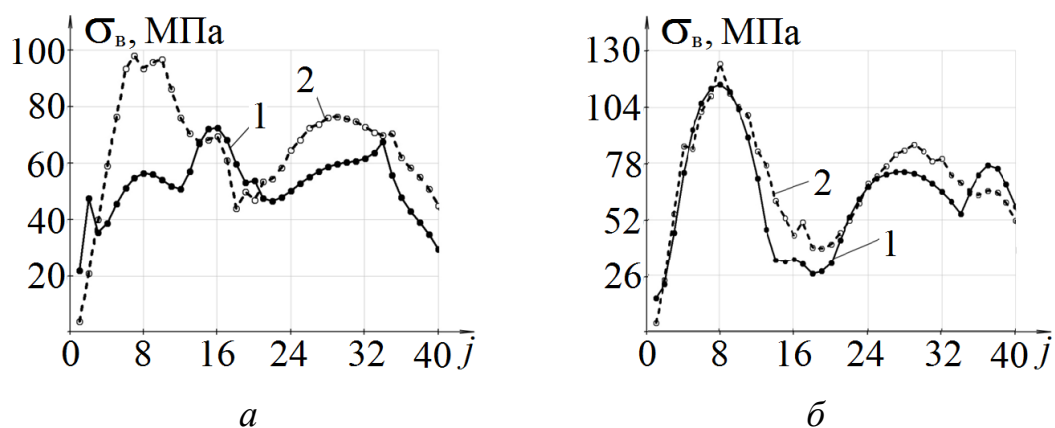


Рис. 5.5. Кривые напряжения в верхнем (а) и нижнем (б) слоях обечайки заклиненной части барабана ЦР – 6×3,4/0,6, построенные с применением двух методов:

1 – предложенного авторами;

2 – конечно-элементного анализа твердотельной модели барабана

Итак, можем подвести итоги выполненного исследования, в частности нами установлено, что с изменением безразмерной длины консольной части оболочки возможны два качественно разных механизма процессов, происходящих в заклиненном барабане. При наличии длинной консоли ($l_\beta > 0,7$) максимальные напряжения возникают над лобовиной, которая, в отличие от обечайки, подвержена незначительному изгибу. Если безразмерное расстояние от наматываемого каната до лобовины $l_\beta > 2,7$, то изгибные напряжения над лобовиной достигают своего максимума и приближаются к асимптотическому значению.

Когда рабочий канат набегает на короткую консольную часть обечайки ($l_\beta < 0,7$), возникает изгиб лобовины, сопровождающийся небольшим изгибом обечайки, так что возникающие при этом изгибные напряжения меньше, чем те, которые наблюдаются над правым шпангоутом под воздействием наматывания холостого каната. В дальнейшем кольцевые напряжения в зоне между правой лобовиной и шпангоутом растут по причине наматывания на этот участок рабочего каната и достигают своего асимптотического значения, когда безразмерное расстояние от каната до лобовины $l_\beta > 3,7$.

5.3. Исследование влияния шпангоутов на возникающие в оболочке барабана напряжения

Рассмотрим, каким образом характеристики шпангоутов могут влиять на максимальную интенсивность напряжений и на устойчивость барабана. Для примера рассмотрим представленные на рис. 5.6 графики напряжений, возникающих в базовой конструкции заклиненной части барабана ЦР – 6×3,4/0,6, а также в конструкции без шпангоутов. Здесь на каждом графике изображено по две кривых, одна из них построена по результатам расчетов с применением методики авторов, а другая – по данным МКЭ.

Из анализа графика видно, что в конструкции без шпангоутов (рис. 5.6, б) по сравнению с базовой (рис. 5.6, а) максимальные напряжения ниже на 20 %, при этом погрешность определения максимальной интенсивности напряжений по авторской методике и с применением МКЭ не превышает 14 %. Увеличение напряжений σ_{\max} происходит в барабане там, где установлены шпангоуты.

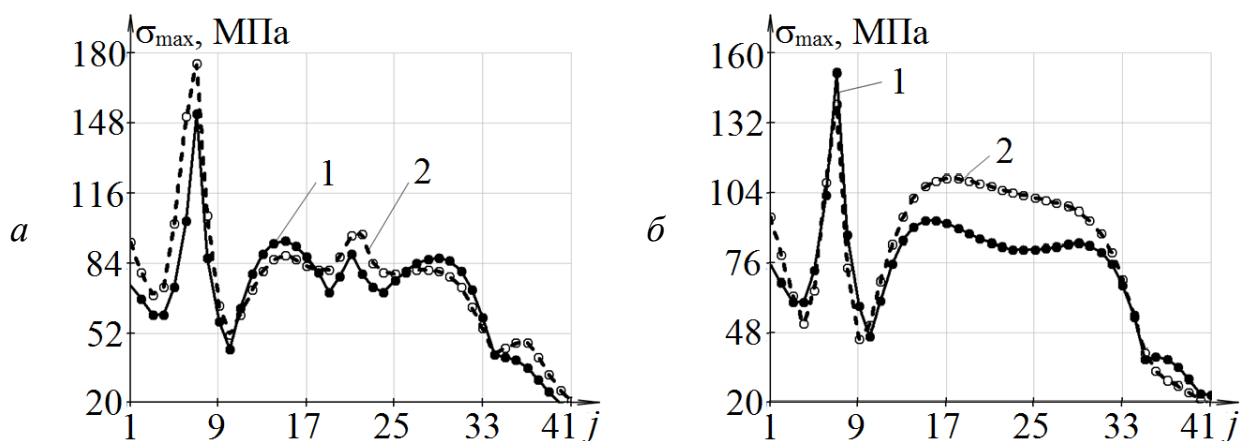


Рис. 5.6. Кривые интенсивности напряжений, в обечайке машины ЦР, построенные с применением разработанной авторами методики (1) и по данным МКЭ (2): а – при исследовании базовой конструкции; б – конструкции без шпангоутов

Проверка конструкции без шпангоутов (рис. 5.7) показывает, что барабан потеряет устойчивость [57, 58] под воздействием нагрузки превышаю-

щей приложенную в 3,44 раза (коэффициент нагрузки = 3,44). Данные рис. 5.7 свидетельствуют, что барабан скорее потеряет устойчивость в осевом направлении, чем в радиальном.



Рис. 5.7. Результаты проверки устойчивости заклиненной части барабана
ЦР – 6×3,4/0,6 без шпангоутов

Таким образом, считается нецелесообразным применение шпангоутов, поскольку это может быть причиной повышения напряжений в обечайке барабана.

5.4. Анализ влияния радиальной жесткости лобовины на максимальную интенсивность напряжений

Как было отмечено выше (п. 5.2), в барабанах с длинной консольной частью максимальные напряжения возникают над лобовиной, обуславливая ее незначительный изгиб. Рассмотрим возможность уменьшения максимальных напряжений в обечайке, обеспечив фиксированную длину консоли за счет изменения жесткости лобовины. Для получения общих результатов введем такие безразмерные параметры: приведенное значение максимальной интенсивности напряжений $\Gamma = \sigma_{\max}/\sigma_{\text{асим}}$; приведенное значение жесткости лобовины $Z = \lambda/B$.

С учетом особенностей конструкций машин типа ЦР было выбрано минимальное значение жесткости лобовины, то есть $Z = 0,016$. Затем постепенно на эту величину повышали относительную радиальную жесткость лобовины до тех пор, пока приведенное значение интенсивности напряжений Γ не вышло с точностью 0,1 % на свой асимптотический уровень. На рис. 5.8 представлены результаты вычислительного эксперимента и аппроксимирующей функции, полученной путем интерполяции [55], результатов эксперимента, а именно:

$$\Gamma(Z) = 1 - e^{-\alpha_1 \cdot Z - \alpha_2},$$

здесь коэффициенты $\alpha_1 = 1,2$ и $\alpha_2 = 0,74$, их вычисляли методом наименьших квадратов, минимизировав квадраты отклонений, причем, если $Z = 0,6$, то значение параметра Γ будет не ниже 0,9.

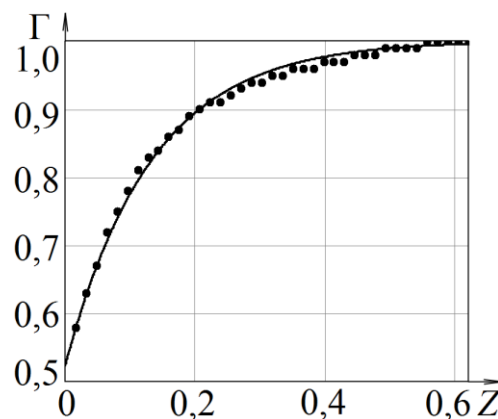


Рис. 5.8. График зависимости максимальных напряжений, возникающих в барабане ШПМ, от радиальной жесткости лобовины

Из вышеизложенного следует, что если доля радиальной жесткости лобовины превышает 0,6 радиальной жесткости обечайки, то напряжения остаются неизменными, достигая своего асимптотического значения. В случае уменьшения этой жесткости наблюдается экспоненциальное снижение напряжений, например, при относительной жесткости, равной 0,2, они составляют 90 % от максимальных.

5.5. Конструктивное обеспечение снижения радиальной жесткости лобовины барабана ШПМ

Рассмотрим для примера ШПМ типа ЦР – 6×3,4/0,6. Возникающие в базовой конструкции заклиненной части барабана ($Z = 0,159$) напряжения превышают допустимые значения. При уменьшении радиальной жесткости на 50 % напряжения в обечайке снижаются на 12,6 % и становятся ниже допустимых.

Определим, какие конструктивные элементы должна иметь лобовина с пониженной радиальной жесткостью ($Z = 0,079$).

Для этого воспользуемся схемой конструкции лобовины и барабана (рис. 5.9). Как видим, к лобовине 1 вместе с обечайкой 2 внутри барабана между монтажными отверстиями приварены ребра 3, а снаружи и внутри между ребрами приварены косынки 4.

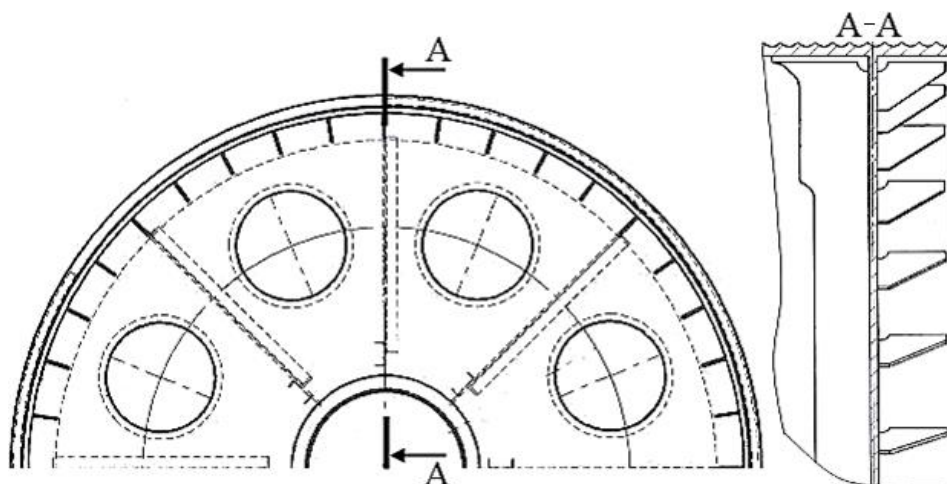


Рис. 5.9. Схема конструкции лобовины и барабана

Предположим, что наличие ребер и косынок несущественно влияет на радиальную жесткость лобовины. Попробуем уменьшить толщину лобовины в два раза (16 мм) и проведем проверочный расчет возникающих при этом напряжений (рис. 5.10). Показано, что максимальные напряжения сосредоточены на скруглении ребра и составляют 172,2 МПа (рис. 5.10, а), это превышает допустимые значения в 1,26 раза [36]. Анализ устойчивости (рис. 5.10, б) показал, что конструкция потеряет ее под воздействием нагрузки, составляющей 0,72 от расчетной.

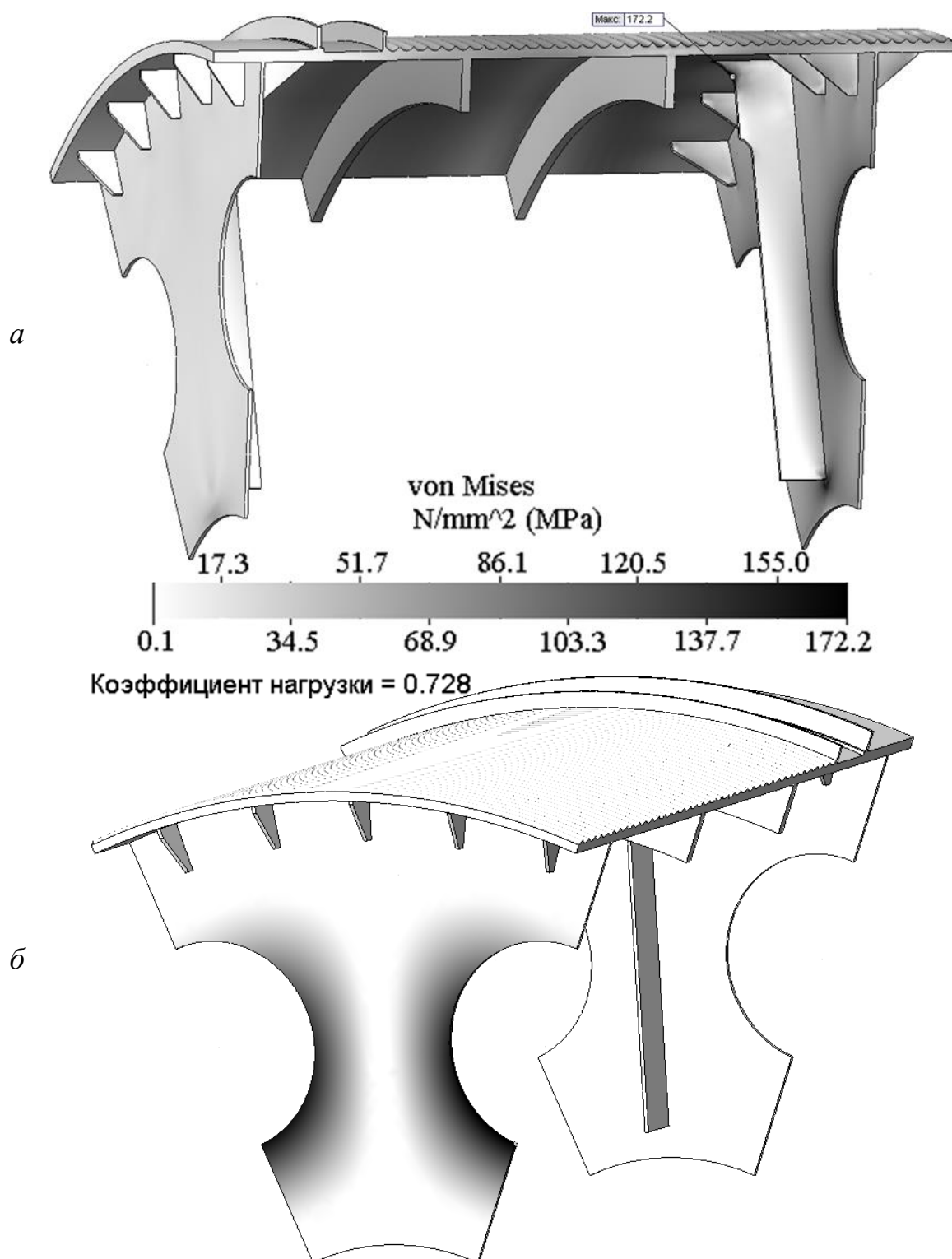


Рис. 5.10. Результаты определения параметров НДС барабана:
a – интенсивности напряжений; *б* – коэффициента устойчивости

Рассмотрев показатели НДС ребра (рис. 5.10, *a*), видим, что в верхней его части необходимо повысить изгибную жесткость за счет увеличения ширины данного элемента и радиусов скруглений, вследствие чего в этом месте снижается концентрация напряжений. Здесь необходимо учитывать, что

нижняя часть ребра обладает излишней изгибной жесткостью, а значит, требуется удаление лишнего металла. Локальную потерю устойчивости лобовин (рис. 5.10, б) устраняем путем добавления дополнительных колец с наружной стороны каждой из них.

На рис. 5.11 представлены результаты расчета модернизированной конструкции барабана.

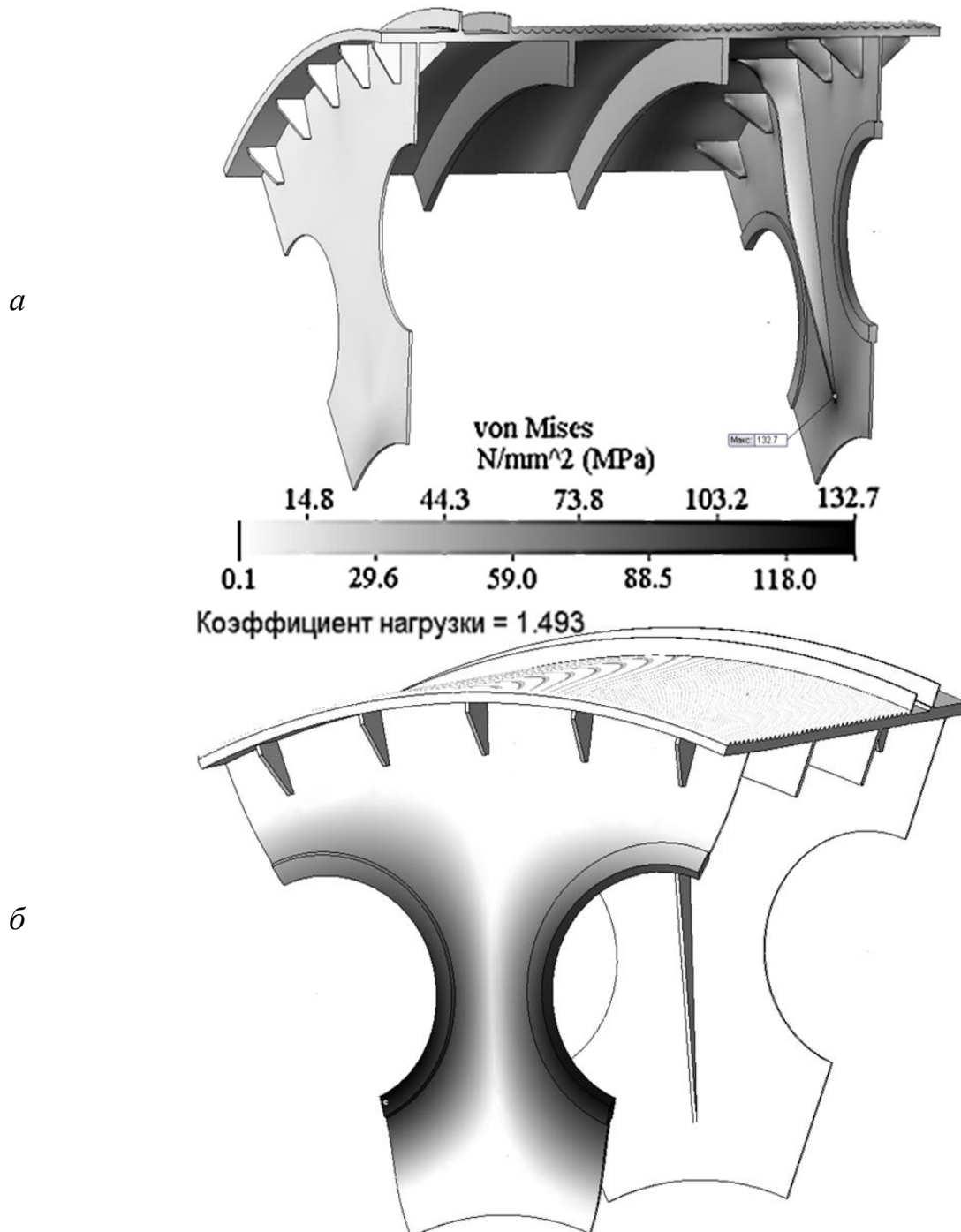


Рис. 5.11. Результаты расчета параметров модернизированного барабана: а – интенсивности напряжений; б – коэффициента устойчивости

Как свидетельствуют данные рис. 5.11, *a*, максимальные напряжения сосредоточены в месте стыка ребра с лобовиной и достигают 132,7 МПа, что ниже предельно допустимого значения. Анализ параметров устойчивости (рис. 5.11, *б*) показал, что установка вокруг монтажных отверстий барабана дополнительных колец в два раза усиливает конструкцию, при этом коэффициент нагрузки составил примерно 1,5.

Таким образом, уменьшив в два раза толщину лобовины, изменив форму ребер и усилив лобовину при помощи колец, получили весьма функциональную модернизированную конструкцию барабана, масса которой по сравнению с базовой конструкцией меньше на 4661 кг.

Вышеизложенные результаты были использованы в создании методики расчета и конструирования ШПМ, одобренной специалистами НГУ и согласованной с инженерной службой ПАО «НКМЗ».

Как видим, внедрение разработанных авторами технических решений позволяет усовершенствовать функциональные параметры барабана ШПМ, повысить безопасность конструкции, уменьшить ее массу.

5.6. Выводы к разделу 5

1. Исследования показали, что в шахтных подъемниках типа ЦР параметры напряженно-деформированного состояния барабана существенно зависят от длины консольной части его оболочки l вблизи плоскости разреза этой конструкции, а также от значения коэффициента изменяемости β , представляющего собой корень квадратный из отношения между кольцевой и изгибной жесткостью обечайки. Если имеет место длинная консоль ($l_\beta > 0,7$), то максимальные напряжения возникают над лобовиной барабана, причем их интенсивность возрастает с увеличением длины консольной части. При наличии короткой консоли ($l_\beta < 0,7$), наоборот, с увеличением ее длины напряжения падают. Следовательно, оптимальным по критерию достижения минимума максимальных напряжений является длина консоли, соответствующая такому условию: $l_\beta = 0,7$. Причем было отмечено, что оптимизация

длины консоли барабана в ШПМ типа ЦР – 6×3,4/0,6 позволяет снизить возникающие там максимальные напряжения на 35 %.

2. Была обоснована нецелесообразность применения шпангоутов в качестве подкреплений барабана, т. к. в этом случае имеет место увеличение напряжений в обечайке вследствие повышения изгибных напряжений на участках их установки.

3. Значения максимальной интенсивности напряжений имеют экспоненциальную зависимость от приведенных величин радиальной жесткости лобовины. К тому же, рассматривая заклиненную часть барабана ШПМ типа ЦР – 6×3,4/0,6, радиальная жесткость лобовины которого превышает 0,6 часть радиальной жесткости обечайки, отмечаем постоянство напряжений, достигающих своего асимптотического значения. Уменьшение этой жесткости приводит к экспоненциальному снижению напряжений. Например, если относительная жесткость равна 0,2, то напряжения составляют 90 % от максимальных.

4. Результатом понижения радиальной жесткости лобовины, например, если выполнить ее более тонкой, является уменьшение напряжений в обечайке. Возникающие при этом дополнительные напряжения в каждом ребре лобовины и локальную потерю ее устойчивости в отверстиях между ребрами удалось уменьшить путем изменения формы ребер и введения дополнительных подкрепляющих колец вокруг отверстия. Таким образом, была создана вполне функциональная конструкция лобовины, способствующая снижению напряжений в заклиненной части барабана.

5. Приведенные примеры определения расчетных параметров конструкции свидетельствуют о высокой эффективности разработанной методики, внедренной в практику проектирования на ПАО «НКМЗ» для оценки различных вариантов конструкции барабана и проведения ее оптимизации, в то же время поверочный расчет его показателей рекомендовано выполнять, применяя МКЭ.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

Содержание монографии освещает решение актуальной научной задачи обоснования и разработки метода определения расчетных нагрузок, возникающих в процессе намотки каната на цилиндрический барабан ШПМ, с учетом влияния геометрических и жесткостных характеристик его подкрепленной конструкции. Решая поставленную задачу, авторы изучили напряженно-деформированные состояния конструкции под воздействием наматываемых витков, при этом был использован вычислительный алгоритм (АРМ конструктора) как основа создаваемой инженерной методики. Результатом решения этой задачи явилась возможность определения параметров и проектирование рациональных конструкций барабанов ШПМ.

В процессе исследований были получены научные результаты, сделаны выводы и разработаны рекомендации, а именно:

1. Учитывая сложность создания современных конструкций барбанных шахтных подъемников и возникающие проблемы при их эксплуатации, авторы установили целесообразность применения в их проектировании упрощенной обобщенно-параметрической модели данной установки. В реализации этого подхода весьма полезной оказалась разработка эффективной методики определения расчетных нагрузок на барабан, где были учтены геометрические и жесткостные характеристики подкреплений, введенных в конструкцию барабана, а также изменения в его напряженно-деформированном состоянии под воздействием наматывания витков каната.

2. Научно-обоснованный метод определения расчетных нагрузок, возникающих при намотке на цилиндрический барабан и размотке с него каната, разработали на базе нового подхода, предусматривающего моделирование этих процессов в виде последовательного надевания на барабан, а также снятия с него предварительно растянутых гладких упругих колец, жесткость которых эквивалентна продольной жесткости каната, причем цилиндрический барабан рассматривали как подкрепленную осесимметричную конструктив-

но-ортотропную оболочку (ее параметры вычисляли, применяя полуэмпирический подход). Совокупность характеристик для определения НДС барабана выбирали из вариантов его нагружения, соответствующих различным положениям подъемных сосудов в шахтном стволе.

3. Достоверность предложенного авторами метода была обеспечена за счет высокой степени близости расчетных значений его основного показателя барабана к полученным путем измерений в ходе эксперимента на лабораторной установке. Было установлено, что погрешность в определении прогибов оболочки барабана при последовательной намотке каната по сравнению с результатами физического эксперимента не превышает 9 %.

4. Применение разработанного метода стало возможным благодаря использованию вычислительного алгоритма (АРМ конструктора), который позволяет на базе математических моделей деформирования подкрепленного барабана и процесса намотки каната выполнять весьма точные расчеты параметров и проектировать рациональные конструкции цилиндрических барабанов ШПМ. При этом были приняты во внимание зависимости между обобщенными характеристиками барабанов и значениями возникающих напряжений в конструктивно-ортотропной оболочке. Метод стал частью инженерной методики расчета параметров и конструирования цилиндрических барабанов, утвержденной научным руководством НГУ и согласованной с инженерной службой ПАО «НКМЗ».

5. Проведенные при помощи упомянутой методики исследования показали, что в шахтных подъемных машинах типа ЦР напряженно-деформированное состояние барабана существенно зависит от длины его консольной части l рядом с плоскостью разреза этой конструкции и коэффициента изменчивости возникающих там напряжений β , который определяют путем извлечения квадратного корня из отношения значений кольцевой и изгибной жесткости обечайки. При этом оптимальной была признана длина консоли, соответствующая такому условию: $l_{\beta} = 0,7$. Например, оптимизация длины консоли в машине ЦР – 6×3,4/0,6 обуславливает снижение максимальных напряжений на 35 %.

6. Была признана нецелесообразность применения шпангоутов в качестве подкреплений из-за увеличения напряжений в обечайке барабана, вызванного в свою очередь, повышением изгибных напряжений там, где они могли быть установлены, к тому же это не приводит к потере устойчивости барабана.

7. Выполненные авторами расчеты показали экспоненциальную зависимость между значениями приведенной максимальной интенсивности напряжений и приведенной радиальной жесткости лобовины. Анализ этой зависимости применительно к заклиненной части барабана подъемника типа ЦР – 6×3,4/0,6 позволил уточнить, что в случае, если радиальная жесткость лобовины превышает в 0,6 раза радиальную жесткость обечайки, то наблюдается постоянство напряжений, достигающих своего асимптотического значения, в то же время уменьшение этой жесткости вызывает экспоненциальное снижение напряжений. В частности, при относительной жесткости, равной 0,2, они составляют 90 % от максимальных.

8. Оказалось также, что понижение радиальной жесткости лобовины, достигнутое путем уменьшения ее толщины, снижает напряжения в обечайке. Возникающие при этом дополнительные напряжения концентрируются в каждом ребре. Кроме этого возникает локальная потеря устойчивости лобовины в отверстиях между ребрами. Обеспечение надежности конструкции реализовали путем изменения формы ребра и введения дополнительных подкрепляющих колец вокруг отверстия, так как при этом напряжения в заклиненной части барабана уменьшаются и локальная потеря устойчивости не возникает.

9. Составленные по результатам расчетов и проведенных опытов методические рекомендации используются в работе проектировщиков ПАО «НКМЗ» при создании новых конструкций ШПМ (акт внедрения научно-исследовательских работ утвержден главным инженером производства ГР и КПО ПАО «НКМЗ» 12.04.2013).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абовский Н.П. Вариационные принципы теории упругости и оболочек / Н.П. Абовский, Н.П. Андреев, А.П. Деруга. – М. : Наука, 1978. – 288 с.
2. Авдонин А.С. Прикладные методы расчета оболочек и тонкостенных конструкций / А.С. Авдонин. – М. : Машиностроение, 1969. – 402 с.
3. Амбарцумян С.А. Общая теория анизотропных оболочек / С.А. Амбарцумян. – М. : Наука, 1974. – 446 с.
4. Андрианов И.В. Метод усреднения в статике и динамике ребристых оболочек / И.В. Андрианов, В.А. Лесничая, Л.И. Маневич – М. : Наука, 1985. – 223 с.
5. Барабашук В.И. Планирование эксперимента в технике / В.И. Барабашук, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко; под ред. Б.П. Креденцера. – К. : Техніка, 1984. – 200 с.
6. Бежок В.Р. Шахтный подъем / В.Р. Бежок, В.И. Дворников, И.Г. Манец, В.А. Пристром; под ред. Б.А. Грядущего и В.А. Корсуна. – Д. : Юго-Восток, 2007. – 623 с.
7. Безпалько Т.В. Оптимизация по канатоемкости проектных параметров барабанов шахтных подъемных машин: автореф дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.15.16 „Горные машины” / Безпалько Тетяна Віталіївна; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Д., 2004. – 19 с.
8. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. Статика / В.Л. Бидерман. – М. : Машиностроение, 1977. – 488 с.
9. Биргер И.А. Расчёт на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.
10. Власов В.З. Общая теория оболочек и ее применение в технике / В.З. Власов. – М. : Госстройиздат, 1949. – 784 с.
11. Гмурман В.Е. Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике: учеб. пос. для вузов / В.Е. Гмурман. – 5-е изд. – М. : Высш. шк., 1999. – 400 с.

12. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учеб. пос. для вузов / В.Е. Гмурман – 7-е изд. – М. : Высш. шк., 1999. – 479 с.
13. Голованов А.И. Введение в метод конечных элементов статики тонких оболочек; М-во высш. и сред. спец. образования, Казан. физ.-тех. ин-т / А.И. Голованов, Н.С. Корнишин. – Казань: КФТИ, 1989. – 281 с.
14. Головешкин Ю.В. Теория тонких оболочек / Ю.В. Головешкин. – СПб. : Судостроение, 1996. – 46 с.
15. Гольденвейзер А.Л. Теория упругих тонких оболочек / А.Л. Гольденвейзер. – М. : Наука, 1976. – 512 с.
16. Григолюк Э.И. Перфорированные пластины и оболочки / Э.И. Григолюк, Л.А. Фильштынский. – М. : Наука, 1970. – 556 с.
17. Давыдов Б.Л. Расчет и конструирование шахтных подъемных машин / Б.Л. Давыдов. – М. : Углетехиздат, 1949. – 299 с.
18. Дворников В.И. Механические характеристики шахтных подъемных канатов / В.И. Дворников, Л.Е. Шайхет // Шахтный подъем. – Донецк, 1976. – № 42. – С. 19 – 26.
19. Дворников В.И. О методике расчета и рациональных параметрах шахтных подъемных установок / В.И. Дворников // Уголь Украины. – 1983. – № 9. – С. 33 – 35.
20. Димашко А.Д. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины: справочник / А.Д. Димашко, И.Я. Гершиков, А.А. Кривневич – 4-е изд. – М. : Недра, 1973. – 363 с.
21. Доннелл Л.Г. Балки, пластины и оболочки / Л.Г. Доннелл; [пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; под ред. Э.И. Григолюка]. – М. : Наука, 1982. – 568 с.
22. Дрейпер Н. Прикладной регрессионный анализ: [в 2-х кн. Кн 1] / Н. Дрейпер, Г. Смит ; [пер. с англ. Ю.П. Адлера, В.Г. Горского]. – М. : Финансы и статистика, – 1986. – 351 с.
23. Духовный А.Н. Приближенное решение задачи о прогибе круглых и кольцевых пластин, усиленных радиальными ребрами / А.Н. Духовный // Исследование гидромашин: Труды ВИГМ. – М., 1962. – Вып. XXX. – С. 81 – 90.

24. Духовный А.Н. Приближенный метод определения напряжений при изгибе круглых и кольцевых пластин, усиленных радиальными ребрами жесткости / А.Н. Духовный // Труды ВИГМ. – М., 1962. – Вып. XXX. – С. 90 – 97.

25. Дядык Л.Н. Напряженное состояние лобовин малых барабанных шахтных подъемных машин/ Л.Н. Дядык // Известия вузов. Горный журнал. – 1982. – № 9. – С. 90–93.

26. Жилин П.А. Прикладная механика. Основы теории оболочек: учеб. пос. / П.А. Жилин; М-во образования и науки РФ, Санкт-Петерб. гос. политех. ун-т. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2006. – 167 с.

27. Заболотный К.С. Визначення розрахункових навантажень у витках багатопарової намотки гумотросового каната / К.С. Заболотний, О.Л. Жупієв, О.В. Панченко // Вестник Донбасской гос. машиностр. акад. – 2010. – № 1(18). – С. 108 –116.

28. Заболотный К.С. Исследование величины радиальной нагрузки каната в бобинной намотке / К.С. Заболотный, Е.В. Панченко // Сб. науч. тр. НГУ. – Д., 2006. – № 26. – Т. 1. – С. 106–111.

29. Заболотный К.С. Обоснование компьютерной модели барабана и расчетных нагрузок шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Л. Жупієв, Е.Н. Соснина // Геотехническая механика: межведом. сб. науч. тр. Института геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины. – Д., 2011. – Вып. 92. – С. 275–278.

30. Заболотный К.С. Научное обоснование технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов шахтных подъемных машин с цилиндрическими барабанами: автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.15.16 „Горные машины” / Заболотный Константин Сергеевич; М-во науки и образования Украины, Нац. горн. акад. Украины. – Д., 1997. – 24 с.

31. Заболотный К.С. Разработка рациональных параметров барабанов шахтных подъемных машин с внутренними тормозами на основе развития методов численного моделирования: монография / К.С. Заболотный ; М-во

науки и образования Украины, Нац. горн. акад. – Д. : Системные технологии, 1997. – 220 с.

32. Караманский Т.Д. Численные методы строительной механики / Т.Д. Караманский – М. : Стройиздат, 1981. – 428 с.

33. Климов Б.Г. Исследование прочности барабанов шахтных подъемных машин / Б.Г. Климов // Науч. тр. МГИ / Моск. горн. ин-т. – М., 1958. – № 23. – С. 61 – 82.

34. Климов Б.Г. Метод аналогий при расчете оболочек барабанов шахтных подъемных машин / Б.Г. Климов // Научные доклады высшей школы. Горное дело. – М., 1958. – № 1 – С. 209 – 220.

35. Ковальский Б.С. Нагрузка канатных барабанов и бобин / Б.С. Ковальский // Стальные канаты. – 1966. – № 3. – С. 89 – 106.

36. Когаев В.П. Расчёты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М. : Машиностроение, 1985. – 224 с.

37. Красовский Г.И. Планирование эксперимента / Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов. – Минск : Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.

38. Методы моделирования при проектировании горного оборудования: монография / С.Е. Блохин, К.С. Заболотный, В.П. Франчук, А.Л. Жупиев; М-во науки и образования Украины, Нац. горн. акад. – Д. : НГАУ, 1998. – 200 с.

39. Мороз М.П. Исследование напряженного состояния оболочки барабана шахтной подъемной машины / М.П. Мороз // Изв. вузов. Горный журнал. – 1975. – № 5. – С. 142 – 147.

40. Морозов Б.А. Исследование прочности шахтных подъемных машин / Б.А. Морозов // ЦНИИТМАШ, БТИ. – № 2. – М. : Машгиз. – 1951. – С. 18 – 19.

41. Морозов Б.А. Определение деформации оболочки барабана шахтной подъемной машины при рассмотрении внешней нагрузки как дискретно приложенных сил / Б.А. Морозов // Прочность и долговечность горных машин. – М. : Недра, 1975. – № 3. – С. 142 – 147.

42. Неронов Н.П. О максимальных натяжениях в подъемно-шахтном кана-

те / Н.П. Неронов // Изв. вузов. Горный журнал. – 1959. – № 10. – С. 107–113.

43. Неронов Н.П. Об упругих деформациях в подъемном канате / Н.П. Неронов // Прикладная математика и механика. – 1937. – Т 1. – Вып. 1. – С. 91 – 117.

44. Нестеров А.П. Принцип оптимального проектирования шахтных подъемных установок / А.П. Нестеров // Подъемно-транспортное оборудование. – 1982. – № 13. – С. 40 – 42.

45. Новожилов В.В. Линейная теория тонких оболочек / В.В. Новожилов, К.Ф. Черных, Е.И. Михайловский. – Л. : Политехника, 1991. – 656 с.

46. Основы научных исследований / Е.Г. Баранов, В.А. Бунько, О.В. Колоколов и др. – К. : Вища шк., 1984. – 171 с.

47. Панченко Е.В. Разработка математической модели для определения радиальных нагрузок при многослойной намотке резинотросового каната шахтной подъемной установки / Е.В. Панченко // Математическое моделирование. – 2006. – № 15. – С. 36 – 39.

48. Пат. № 7808 Україна, МПК7 В 66 В 15/06. Барабан шахтної піднімальної машини / К.С. Заболотний, Т.В. Безпалько, М.В. Полушина; заявник і патентовласник Національний гірничий університет. – № 20041109393 ; заявл. 15.11.2004 ; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7. – 2 с. : кресл.

49. Пат. № 61682А Україна, МПК7 В 66 D 1/30, В 66 В 15/00. Барабан шахтної підйомної машини / К.С. Заболотний, О.Л. Жупієв, Т.В. Безпалько; заявник і патентовласник Національний гірничий університет. – № 2003032683 ; заявл. 27.03.2003 ; опубл. 17.11.2003, Бюл. № 11. – 3 с. : кресл.

50. Пат. № 58251 Україна, МПК В 66 В 15/00. Барабан шахтної підйомної машини / І.С. Протиняк, К.С. Заболотний, Ю.В. Лавренко, П.М. Козлов, Ю.М. Овчинніков; заявник і патентовласник закрите акціонерне товариство Новокраматорський машинобудівний завод. – № u201010354 ; заяв. 25.08.2010; опубл. 11.04.2011; Бюл. № 7. – 2 с. : кресл.

51. Пат. № 76865 Україна, МПК В 66 В 15/00. Шахтна однобарабанна підйомна установка / К.С. Заболотний, Т.В. Безпалько, М.В. Полушина; заявник і патентовласник Національний гірничий університет. –№ 20041109347 ; заявл. 15.11.2004 ; опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9. – 2 с. : кресл.
52. Пелех Б.Л. Обобщенная теория оболочек / Б.Л. Пелех. – Л. : Вища шк., 1978. – 159 с.
53. Погорелов А.В. Изгибания поверхностей и теория оболочек / А.В. Погорелов. – М : Наука, 1986. – 96 с.
54. Перегудов Ф.И. Введение в системный анализ / Ф.И. Перегудов, Ф.П. Тарасенко. – М. : Высш. шк., 1989. – 584 с.
55. Половко А.М. Интерполяция. Методы и компьютерные технологии их реализации / А.М. Половко, П.Н. Бутусов. – СПб. : БХВ – Петербург, 2004. – 320 с.
56. Проектирование подъемных барабанов в SolidWorks Simulation / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, Е.В. Панченко и др. // Компьютерное проектирование и технический документооборот. – 2010. – Вып. 1 (14). – С. 16–21.
57. Прочность, устойчивость, колебания : справочник в 3 т. Т.1 / ред. И.А. Биргер, Я.Г. Пановко, Б.Л. Абрамяна и др. – М. : Машиностроение, 1968. – 831 с.
58. Расчет на прочность и устойчивость модернизированных барабанов ШПМ ЦР–6×3,4/0,6. 21666-РР. Методические рекомендации / ПАО «НКМЗ». – Краматорск, 2010. – 294 с. – (Нормативный документ.)
59. Рикардс Р.Б. Метод конечных элементов в теории оболочек и пластин / Р.Б. Рикардс. – Рига : Зинатне, 1988. – 284 с.
60. Рутковский М.А. Обоснование применения осесимметричной модели для расчета цилиндрических барабанов со спиральной канавкой / М.А. Рутковский; М-во образования и науки Украины, Донбас. гос. техн. ун-т. // Сборник научных трудов ДонГТУ. – Алчевск , 2012. – № 37. – С. 110 – 116.
61. Рутковский М.А. Исследование процесса торможения многоканатной шахтной подъемной установки со шкивами трения / К.С. Заболотный,

М.А. Рутковский; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т // Збірник наукових праць НГУ. – Д., 2010. – Т. 1, № 35. – С. 98 – 111.

62. Рутковский М.А. Математическая модель деформирования обечайки барабана под действием канатной нагрузки / М.А. Рутковский, К.С. Заболотный // Математичне моделювання. – 2012. – № 2(27). – С. 71 – 73.

63. Рутковский М.А. Метод расчета радиальной нагрузки при намотке и размотке канатов на барабан шахтной подъемной машины [Электронный ресурс] / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Электронный сборник научных трудов : Научный вестник Донбасской государственной машиностроительной академии. – Краматорск : ДГМА, 2012. – Режим доступа: <http://itp.dn.ua/razdel-2/2012-12-10-07-39-39.html>.

64. Рутковский М.А. Моделирование процесса торможения многоканатной шахтной подъемной установки со шкивами трения, оборудованной дисковым тормозом / К.С. Заболотный, М.А. Рутковский; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т // Науковий вісник НГУ. – Д. : НГУ, 2010. – № 9. – С. 77 – 84.

65. Рутковский М.А. Обобщенная параметрическая модель обечайки барабана шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку : Матеріали Х міжнар. наук.-техн. конф., 5 – 8 черв. 2012 р.: тези доп. – Краматорськ, ДДМА, 2012. – С. 88.

66. Рутковский М.А. Обоснование величины тормозного момента дискового тормозного устройства многоканатной шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский // Геотехнічна механіка : Міжвід. зб. наук. пр. Ін-ту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Д., 2011 – № 92. – С. 206–212.

67. Рутковский М.А. Определение изгибной и кольцевой жесткостей профилированной обечайки барабана шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский; М-во образования и науки Украины, Донбас. гос. техн. ун-т // Сборник научных трудов ДонГТУ. – Алчевск, 2012. – № 36. – С. 116 – 125.

68. Рутковский М.А. Определение коэффициентов динамичности для головных канатов подъемной машины ЦШ-5×4 при предохранительном тор-

можении / М.А. Рутковский; М-во образования и науки, молод. и спорта Украины, Нац. горн. ун-т // Наукова весна – 2010 : Матеріали першої наук.-техн. конф. студентів, аспірантів і молодих учених НГУ (20 травня 2012 р., м. Дніпропетровськ): тези доп. – Д., 2010. – С. 9.

69. Рутковский М.А. Полуэмпирический метод построения обобщенной параметрической модели обечайки барабана шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, М.А. Рутковский // Науковий вісник НГУ. – Д., 2012. – № 4. – С. 88 – 93.

70. Рутковский М.А. Построение обобщенной параметрической модели обечайки барабана шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, М.А. Рутковский // Вісник Криворізького національного університету. – Кривий Ріг, 2012. – № 32. – С. 180 – 183.

71. Рутковский М.А. Разработка математической модели намотки каната на барабан шахтной подъемной машины [Электронный ресурс] / К.С. Заболотный, М.А. Рутковский // Электронный сборник научных трудов: Научный вестник Московского государственного горного университета. – М. : МГГУ, 2013. – № 3(36). – С. 49 – 59. – Режим доступа : <http://vestnik.msmu.ru/archive/index36.html#>.

72. Рутковский М.А. Разработка метода определения канатных нагрузок на барабан шахтной подъемной машины [Электронный ресурс] / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Современные информационные технологии, средства автоматизации и электропривод : Материалы всеукраинской научно-технической конф. (10 – 14 декабря 2012 г., г. Краматорск): тез. докл. – Краматорск, 2012. – Режим доступа: <http://itp.dn.ua/razdel-2/2012-12-10-07-39-39.html>.

73. Рутковский М.А. Разработка механической модели барабана шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский // Вісник СумДУ. – Суми, 2012. – № 4. – С. 133 – 141. – (Серія "Технічні науки").

74. Рутковский М.А. Разработка полуэмпирического метода построения обобщенной параметрической модели барабана подъемной машины / К.С. За-

болотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский; М-во образования и науки Украины, Харьк. нац. автодор. ун-т // Нові досягнення в галузі проектування і експлуатації підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин : Матеріали міжнар. наук.-практ. конф. (19 – 21 вер. 2012 р., м. Харків), присвяч. 60-річчю механічного факультету ХНАДУ: тези доп. – Х., 2012. – С. 239 – 243.

75. Рутковский М.А. Разработка полуэмпирического метода построения обобщенной параметрической модели барабана подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Х., 2012. – № 57. – С. 239 – 243.

76. Рутковский М.А. Разработка физической модели барабана шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский; М-во образ. и науки Украины, Нац. горн. ун-т // Форум гірників – 2012 : Матеріали міжнар. конф. (3–6 жовт. 2012 р., м. Дніпропетровськ): тези доп. – Д. : НГУ, 2012. – Т. 4 : Проблеми та перспективи вдосконалення гірничого обладнання – С. 186 – 195.

77. Соснина Е.Н. Моделирование несимметричной нагрузки разрезных барабанов шахтных подъемных машин / Е.Н. Соснина, К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев // Сб. науч. тр. НГУ. – Д., 2010. – № 35. – С. 123 – 33.

78. Справочник машиностроителя. В 6 т. Т. 3 / Л.Е. Андреева, В.Л. Бидерман, С.В. Бояршинов и др.; глав. ред. С.В. Серенсен. – М. : Машгиз, 1956. – 564 с.

79. Справочник по теории вероятностей и математической статистике / В.С. Корольюк, Н.И. Портенко, А.В. Скороход, А.Ф. Турбин. – М. : Наука, 1985. – 640 с.

80. Теория и практика подъема / Л.А. Алексеева, Ю.Р. Бредихин, Л.А. Волобуева и др.; отв. ред. П.П. Нестеров. – К. : Наук. думка, 1975. – 223 с.

81. Тимошенко Г.М. Теория инженерного эксперимента / Г.М. Тимошенко, П.Ф. Зима. – К. : Изд-во УМК ВО, 1991. – 122 с.

82. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов : в 2-х т. Т.2. Более слож-

ные вопросы теории и задачи / С.П. Тимошенко. – М. : Наука, 1965. – 480 с.

83. Тимошенко С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М. : Наука, 1975. – 576 с.

84. Федоров М. М. Избранные труды в 2-х т. Т. 2 / М. М. Федоров – К. : Изд-во АН УССР, 1960. – 328 с.

85. Федорова З.М. Определение эквивалентной толщины стенки профилированных оболочек барабанов шахтных подъемных машин / З.М. Федорова, С.Н. Зинченко // В кн. : Прочность и долговечность горных машин. – М. : Недра, 1975. – Вып. 3. – С. 133 – 139.

86. Федорова З.М. Устойчивость барабанов шахтных подъемных машин / З.М. Федорова, С.Н. Овчаренко, С.Н. Зинченко / Подъемно-транспортное оборудование. Республ. межвед. науч.-техн. сб./ – К. : Техніка, 1975. – Вып. 6. – С. 12 – 14.

87. Федорова З.М., Зинченко С.Н. Определение жесткости лобовин сложной конструкции / З.М. Федорова, С.Н. Зинченко // Подъемно-транспортное оборудование. Республ. межвед. науч.-техн. сб. – К. : Техніка, 1976. – № 7. – С. 32 – 36.

88. Федорова З.М. Подъемники / З.М. Федорова, И.Ф. Лукин, А.П. Нестеров. – К. : Вища шк., 1976. – 294 с.

89. Федорова З.М. Расчет прочных размеров шахтной подъемной машины / З.М. Федорова, П.П. Нестеров. – К. : Изд-во АН УССР, 1939. – 120 с.

90. Федорова З.М. Рудничные подъемные машины / З.М. Федорова. – М. : Углетехиздат, 1958. – 542 с.

91. Федорова З.М. Рудничные подъемные установки / З.М. Федорова, Р.Н. Хаджиков, В.М. Качеровский. – М. : Недра, 1966. – 308 с.

92. Федорова З.М. Подъемники / З.М. Федорова, И.Ф. Лукин, А.П. Нестеров. – К. : Вища шк., 1976. – 294 с.

93. Фідровська Н.М. Наукові концепції розрахунків канатних барабанів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.05 „Піднімально-транспортні машини” / Фідровська Наталія Миколаївна. – О., 2012. – 32 с.

94. Франчук В.П. Использование комплекса SolidWorks в задачах шахтного подъема / В.П. Франчук, К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, С.Н. Зиновьев, Е.В. Панченко // САПР/PDM в России и странах СНГ : VIII ежегод. конф. : тез. докл. – М., 2006. – С. 32 – 36.

95. Хармут Х. Применение методов теории информации в физике / Х. Хармут – М. : Мир, 1989. – 344 с.

96. Шевченко Ф.Л. Приближенный расчет замкнутых цилиндрических оболочек на радиальную нагрузку / Ф.Л. Шевченко // Изв. вузов. Строительство и архитектура. – 1972. – № 1. – С. 42 – 48.

97. Шевченко Ф.Л. Расчет барабанов подъемных машин на прочность методом начальных параметров / Ф.Л. Шевченко // Изв. вузов. Горный журнал. – 1971. – № 9. – С. 122 – 126.

98. Шевченко Ф.Л. Приближенный расчет барабанов подъемно-транспортных машин с пластинчатыми лобовинами / Ф.Л. Шевченко // Прикладная механика. – 1973. – Т.9, № 7. – С. 78 – 83.

99. Яновский Ю.Г. Композиты на основе полимерных матриц и углеродно-силикатных нанонаполнителей. Квантово-механическое исследование механических свойств, прогнозирование эффекта усиления / Ю.Г. Яновский, Е.А. Никитина, С.М. Никитин, Ю.Н. Карн [и др.] // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2009. – Т. 15, № 4. – С. 566 – 589.

100. Freund L.B. Thin Film Materials (Stress, Defect Formation and Surface Evolution) / L.B. Freund, S. Suresh. – Cambridge : Cambridge University Press, 2003. – 820 p.

Наукове видання

Заболотний Костянтин Сергійович

Жупієв Олександр Леонідович

Рутковський Максим Олександрович

**РОЗРОБКА ТЕОРІЇ РОЗРАХУНКУ ТА КОНСТРУЮВАННЯ
ЦИЛІНДРИЧНИХ БАРАБАНІВ
ШАХТНИХ ПІДЙІМАЛЬНИХ МАШИН**

Монографія
(Російською мовою)

Редактор О.Н. Ільченко

Підп. до друку 24.03.2016. Формат 30×42/4.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 9,7.
Обл.-вид. арк. 9,3. Тираж 300 пр. Зам. № .

Підготовлено до друку та видруковано
в Державному вищому навчальному закладі
«Національний гірничий університет».

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004 р.
49005, Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.