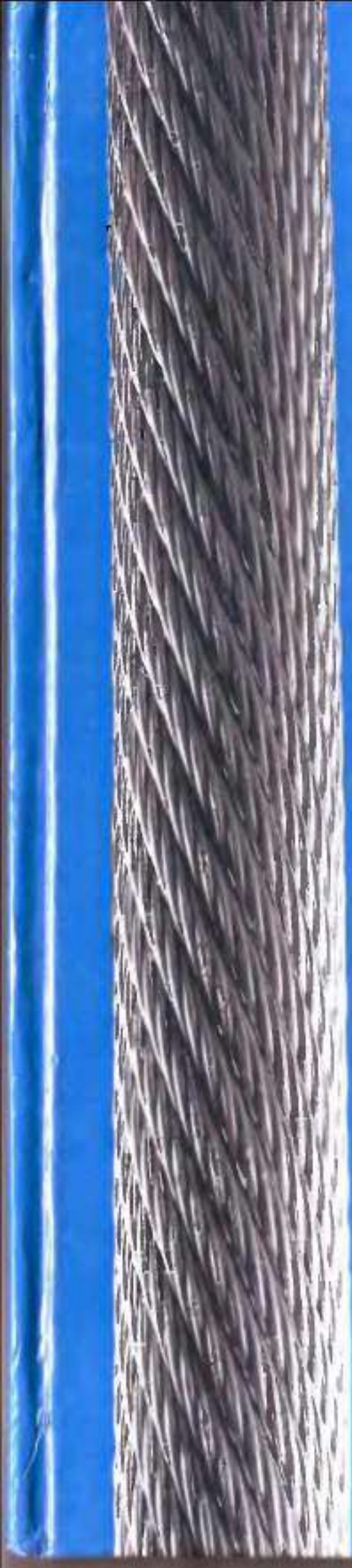


В. А. Малиновский

СТАЛЬНЫЕ КАНАТЫ

В. А. Малиновский

Светлой памяти моего учителя доктора технических наук, профессора Михаила Фёдоровича Глушко посвящается.

СТАЛЬНЫЕ КАНАТЫ

Часть I

Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования

Одесса
«Астропринт»
2001

ББК 34.623
М 192
УДК 62-427.4

В монографии рассматриваются некоторые вопросы расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации стальных канатов, получившие развитие в последние десятилетия. В основном это результаты исследований автора и коллектива научно-исследовательского отделения ОНИОСК, входящего в состав ОАО "НПО СТАЛЬКАНАТ", а также некоторые зарубежные исследования, мало известные отечественным специалистам. В теоретическом аспекте эта книга ограничивается расчетами прямого каната. Вопросы изгиба будут рассмотрены во II части издания. Все же при рассмотрении механических свойств канатов значительное внимание уделено изгибной жесткости, знание которой необходимо не только при исследовании изгиба, но также и при расчетах прямых канатов, например, в задачах динамики.

Рассчитана на специалистов сталепроволочно-канатных заводов, научно-исследовательских и проектных организаций, инженерно-технических работников, занятых эксплуатацией подъемно-транспортных и горных машин, а также аспирантов и студентов специальностей "Подъемно-транспортные машины и оборудование", "Горные машины" и "Строительные и дорожные машины".

Рецензенты: **В. И. Дворников**, *д-р техн. наук, профессор*;
В. П. Яглинский, *канд. техн. наук, доцент*

Издание осуществлено при финансовой поддержке ОАО "Научно-производственное объединение СТАЛЬКАНАТ", г. Одесса

М $\frac{2607030000-045}{549-2001}$ Без объявл.

ISBN 966-549-571-2

© В.А. Малиновский, 2001

ПРЕДИСЛОВИЕ

Стальной канат является наиболее нагруженным и ответственным элементом многих современных машин и сооружений. Без использования стальных канатов невозможно представить целые отрасли народного хозяйства, в первую очередь, угольную и горнорудную промышленность, газо- и нефтедобычу, промышленное рыболовство, судоходство, строительство и многое другое.

В создание стального каната вложены материальные и трудовые ресурсы четырёх переделов черной металлургии, поэтому он относится к весьма дорогостоящим изделиям метизной подотрасли. Ясно, что повышение эффективности использования стальных канатов во всех сферах технической деятельности имеет большое практическое значение. В принципе, для этого имеются следующие пути: повышение качества канатов за счет совершенствования конструкций и технологии их изготовления; выбор и назначение канатов на основе уточнённых методов расчета; создание оптимальных условий эксплуатации. Существенный прогресс на каждом из этих направлений можно получить только с помощью современной теории конструирования и расчета стальных канатов, учитывающей, по возможности, наиболее полный комплекс их механических свойств и действующих факторов.

На современном этапе исследований реально достижимой целью является создание теоретической и эмпирической базы для расчета каната по напряжениям и долговечности аналогично другим деталям машин. Это позволит отказаться от пресловутого выбора каната по запасу прочности, не учитывающего конструктивные особенности и условия его применения.

В этой связи является актуальным дальнейшее развитие внутренней механики стального каната с учетом особенностей его поведения в заданных условиях применения, позволяющей решать практические задачи создания новой техники и повышения эффективности использования стальных канатов в промышленности.

В данную книгу автор сознательно включил разноплановые вопросы конструирования, технологии изготовления стальных канатов, их механических свойств, а также силового и деформационного расчета прямого каната, включая несимметричное растяжение на переходных участках. Возможно, кому-то покажется, что книга страдает отсутствием цельности, но автор преследовал цель дать побольше полезных сведений для повышения качества и технического ресурса стальных канатов специалистам, озабоченным этой проблемой на всех звеньях цепи: проектирование – изготовление – использование стальных канатов. На достижение этой единой цели работают все разделы книги

В монографии использованы результаты исследований, выполненных, в основном, с участием автора в научно-исследовательском отделении ОНИОСК, а также материалы многих отечественных и зарубежных исследователей.

Хронологически эти исследования выполнялись в последние 2-3 десятилетия после публикации известных русскоязычных монографий на эту тему.

В этом смысле данная книга призвана заполнить информационный пробел, относящийся к этому периоду.

Автор выражает искреннюю благодарность коллективу и руководству открытого акционерного общества НПО «СТАЛЬКАНАТ», с помощью которого стала возможной публикация этой книги. Автор особенно признателен всему коллективу научно-исследовательского отделения ОНИОСК за помощь и сотрудничество в проведении исследований, а также инженерам Тарнавской Н.С., Соломнину Л.Д. и дочери Ирине за оформление рукописи.

Отзывы, замечания и пожелания просим направлять по адресу: ОАО «НПО СТАЛЬКАНАТ», ул. Водопроводная, 16, 65023, Одесса, Украина.

ВВЕДЕНИЕ

Обычно в литературе по истории техники появление проволочных канатов относят ко временам Римской империи, приводя в качестве аргумента образец каната из бронзовой проволоки, найденный в 1748 г. при раскопках Помпеи. Это был канат крестовой свивки конструкции ТК 3х19(1+6+12). Однако в последнее время проведены тщательные исследования проволок и установлено, что они изготовлены волочением, техника которого к моменту извержения Везувия (79 г.) не была известна. Поэтому западные исследователи приходят к выводу, что этот канат был оставлен в раскопках более ранней экспедицией в 1590 г. Это обстоятельство позволяет считать открытым вопрос о точном времени изготовления первых проволочных канатов.

Развитие процессов обработки бронзы и железа, в принципе, не исключает возможность изготовления проволочного каната к началу или в первые столетия христианской эры, однако прямых свидетельств этому нет. Надёжнее было бы связывать такую возможность с более поздним временем. Как указывает E. Bahke, имеется несколько независимых источников, свидетельствующих о применении металлических канатов в эпоху Ренессанса.

Леонардо да Винчи (1452–1519 гг.) приводит знаменитый эскиз и описание механизации процесса волочения проволоки и делает интересное замечание «... то, что канат должен быть из отожжённой железной проволоки или меди, это уже не достаточно», имея в виду, очевидно, необходимость применения более прочной волоченной проволоки. Леонардо да Винчи также отмечает важное преимущество витого проволочного каната: «... в случае обрыва одной проволоки канат не становится непригодным». Это весьма существенное замечание, свидетельствующее о наличии определённого опыта использования проволочных канатов.

Однако промышленное применение проволочные канаты нашли только через три столетия – с начала XIX века вместе с бурным развитием техники. Так, в Вестфалии проволочный канат применялся в горных разработках уже в 1818г. В каменоломнях Лиона в 1822 г. также использовались проволочные канаты. В этот же период во Франции известны, т.н. «летающие тачки», иначе говоря, канатные дороги, применявшиеся при мощении улиц. Первые подвесные мосты на проволочных канатах появились в Австрии в г. Митисе в 1824 г.

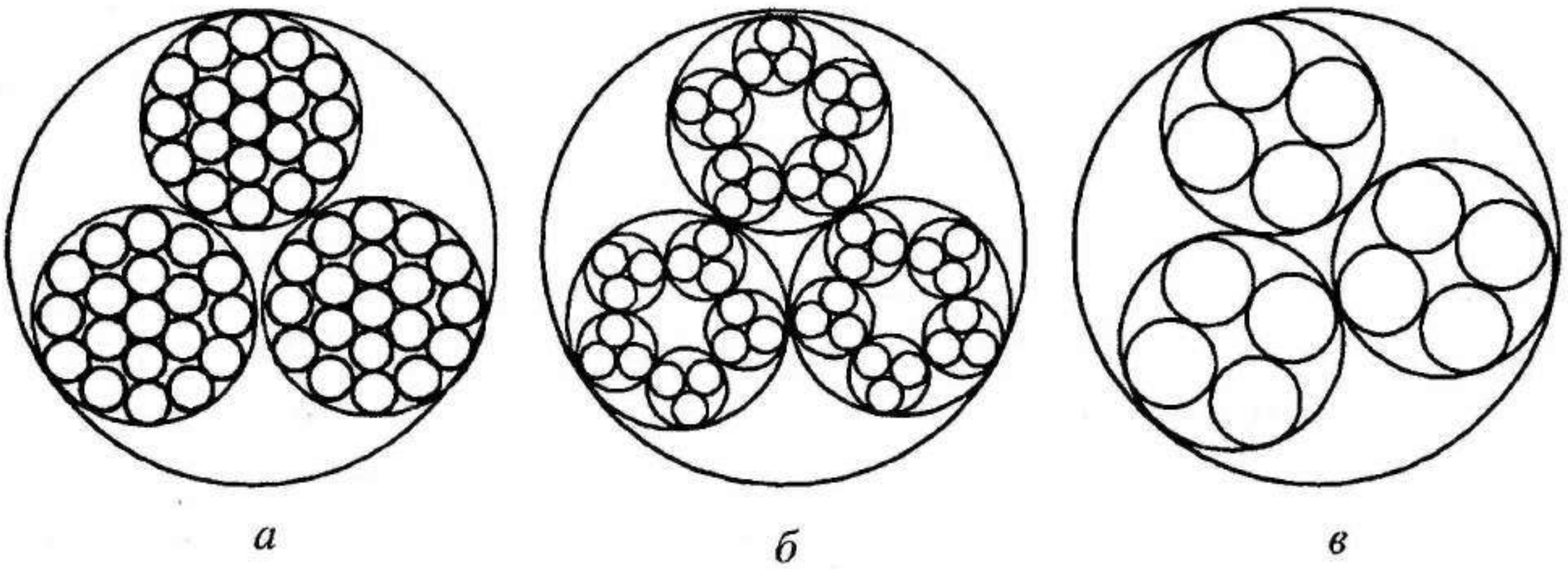
Как свидетельствует саксонский горнометаллургический альманах, в Саксонии в 1831 г. в порядке эксперимента на шахте в г. Хальсбрюке был использован проволочный канат кабельтовой свивки, состоящий из 45 очень тонких проволок, который был снят через 30 рабочих смен вследствие преждевременного обрыва. Надо полагать, это был первый эксперимент по применению проволочных канатов в шахтном подъеме.

Наиболее известным является применение стального каната в качестве подъёмного на шахте "Clausthal" в 1834 г. австрийским инженером Альбертом. Это был трехпрядный канат односторонней свивки конструкции 3х4(0+4) из про-

волок диаметром 3,5 мм и $\sigma_в$=520 Н/мм². Интересно, что канат был установлен на шахту только после усталостных испытаний, поэтому Альберта можно считать и первым исследователем стальных канатов.

В литературе Альберта часто называют изобретателем стального каната, что неверно, так как он предложил только конкретную конструкцию и одностороннюю свивку, которую до сих пор часто называют альбертовской. Тем не менее, Альберт является пионером индустриального применения стальных канатов, которое способствовало бурному развитию подъёмно-транспортной техники, горного дела, нефтедобычи и других отраслей. Заводское изготовление стальных канатов было начато в том же 1834 г. в Кёльне.

На рис. 1 показаны сечения трех первых наиболее известных канатов.



а *б* *в*

Рис. 1. Поперечные сечения первых проволочных канатов:
а – канат из раскопок Помпеи (1590г.), конструкция 3х19(1+6+12), крестовая свивка;
б – канат из Хальсбрюка (1831г.), конструкция 3х5х3, кабельтовая свивка;
в – канат Альберта (1834г.), конструкция 3х4, односторонняя свивка.

Эволюция конструкций стальных канатов и технологии их изготовления обусловлена постоянным стремлением к повышению прочности и долговечности. В конструктивном плане это поиск компромисса между максимальным заполнением поперечного сечения металлом, улучшением условий контакта проволок между собой и с блоком и гибкостью каната. В отдельных случаях на первый план выступают требования продольной или поперечной жёсткости, некрутимости и др.

Конструкции прядей развивались в следующей последовательности: простейшие 3–4-проволочные пряди → однослойные пряди, например, конструкции 1+6 → пряди из двух и более слоёв с точечным касанием (ТК) между проволоками разных слоев → пряди с линейным касанием (ЛК) проволок разных слоёв → пряди с полосовым касанием (ПК) проволок. Параллельно шло усложнение конструкций канатов от 3–4-прядных к самому массовому 6-прядному канату и далее к многопрядным и многослойным конструкциям. Наряду с круглопрядными канатами развивались конструкции с трехгранными, овальными или плоскими прядями.

Приведенная последовательность является основной, но не абсолютной, так как, например, первый реально известный канат из раскопок Помпеи имел более сложную конструкцию прядей, чем канат Альберта, а в канате из Хальсбрюке была применена более сложная тройная свивка.

Основным технологическим процессом является свивка прядей и каната, однако сама по себе свивка не обеспечивает получение качественного изделия из-за больших свивочных напряжений, остающихся в проволоках. Поэтому свивка сопровождается операциями силовой обработки, направленными на снятие свивочных напряжений – предварительным деформированием свиваемых элементов, калибровкой, рихтовкой каната в целом, иногда обтяжкой или термообработкой каната и т.п. Особую группу составляют операции пластического обжатия прядей или канатов в круглый или фасонный профиль с целью уплотнения и повышения эксплуатационных качеств каната.

Систематические исследования стальных канатов были начаты в середине прошлого столетия в политехнической школе г. Карлсруе под руководством F. Redtenbacher. Из этой научной школы впоследствии вышли известные исследователи R. Releaus, C.v.Bach, G. Benoit, R. Woernle, H. Overlach и др.

По мере расширения масштабов использования стальных канатов в промышленности расширялась и география их исследований. Например, только в Западной Европе систематическими исследованиями канатов в настоящее время занимаются хорошо оснащенные научные центры в Карлсруе, Штуттгарте, Бохуме (ФРГ), Цюрихе (Швейцария), Турине, Милане (Италия), Нанте (Франция), Дельфте (Голландия), Ридинге (Англия). Кроме того, большой объём исследований проводится непосредственно фирмами-изготовителями стальных канатов.

Координацией этих исследований занимается международная организация OIPEEC (Organisation internationale pour l'etunde de l'endurance des cables).

С целью объединения усилий ученых и специалистов разных стран, в первую очередь СНГ, в 2000 г. создана международная ассоциация исследователей стальных канатов (МАИСК) с юридическим адресом в г. Одессе.

Отечественные исследования стальных канатов проводятся с начала XX столетия и связаны с именами К.Ю. Милковского, Г.А. Чоповского, А.Н. Динника, И.И. Амитина, Д.Г. Житкова, П.П. Нестерова, Г.П. Ксюнина, Г.Н. Савина, Б.С. Ковальского, С.Т. Сергеева, О.А. Горошко и многих других. Обстоятельный обзор исследований геометрической и силовой задач приведен в замечательной монографии М.Ф. Глушко [6].

Большой вклад в создание передовых технологических процессов изготовления стальных канатов внесли творческие коллективы под руководством П.П. Нестерова (Харьков), М.Ф. Глушко, В.Т. Козлова (Одесса), А.П. Ветрова, Н.К. Гончаренко (Севастополь), Л.В. Колосова (Днепропетровск), ВНИИметиза (Магнитогорск) и др. В частности, ряд разработок научно-исследовательского отделения ОНИОСК (Одесса) имеет мировой приоритет и высокую эффективность производства.

Следует особо отметить заслуги профессора М.Ф. Глушко, который перевел науку о стальных канатах с позиций эмпиризма на строгий аналитический язык. Он создал строительную механику стального каната как многостержневой механической системы с двумя степенями свободы, чем заложил теоретические основы конструирования и расчётов стальных канатов для основных случаев эксплуатации. Большое значение работ М.Ф. Глушко заключается в раскрытии внутренней механики стального каната, позволяющей определять распределение усилий между элементами каната.

В связи с тем, что книга М.Ф. Глушко [6] давно стала библиографической редкостью, в настоящей книге воспроизведены основные положения его теории расчета прямого каната на растяжение-кручение (см. гл. V, п.п. 1,2).

Несмотря на достаточно хорошо разработанную механику стального каната [6], целый ряд вопросов еще нуждается в решении. По отношению к прямому канату это, прежде всего, нелинейность связи между деформацией и нагрузкой, в известной мере ограничивающая применимость линейных уравнений равновесия каната. Также представляет большой интерес случай несимметричного растяжения каната, который всегда имеет место вблизи блоков, анкерных устройств, а также при нарушении идеальной геометрии каната. Поэтому гл. V посвящена развитию теории растяжения-кручения прямого каната с учетом отмеченных особенностей.

Особо следует подчеркнуть практическое значение универсальной компьютерной программы расчета напряженно-деформированного состояния стального каната (п. 8, гл. V), в частности, для расчета шахтных канатов. В принципе, эта программа позволяет ввести расчеты деформаций и напряжений в канатах в широкую инженерную практику, что создаёт предпосылки для постепенного перехода от нормативного метода выбора стальных канатов к расчетному.

Современная специальная техника предъявляет к стальным канатам ряд требований, выходящих за рамки возможностей их стандартных конструкций. Имея определённый опыт работы в области спецтехники, автор считает целесообразным привести в гл. VI основные принципы конструирования и расчета стальных канатов специальных конструкций, удовлетворяющих требованиям некрутимости, равнопрочности и структурной устойчивости при больших деформациях.

В части теории растяжения-кручения каната автор оставался, в основном, в рамках общепринятой упругой расчетной модели, которую считает в данном случае оправданной. Всё же в п. 9, гл. V предложена новая квазиупругая модель прямого каната, которая может быть полезной в определённых случаях.

Хотя изгиб проволочного каната не является предметом данной книги, автор хотел бы обозначить своё негативное отношение к распространению упругой расчетной модели на этот случай ввиду сильного проявления внутреннего конструкционного трения и диссипативных свойств каната. Автор надеется, что сможет в скором времени издать часть II настоящей монографии, в которой будут рассмотрены вопросы изгиба стального каната с учетом его квазиупругих свойств.

Глава I. НЕКОТОРЫЕ ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О СТАЛЬНЫХ КАНАТАХ

В настоящей главе в самой общей форме изложены основные сведения о конструкциях канатов, некоторые аспекты технологии их изготовления и применения. Более подробное изложение этих вопросов читатель найдет в книгах [5, 6, 40, 28, 70, 89, 90] и другой специальной литературе.

1. Конструкции стальных канатов

Большое разнообразие конструкций стальных канатов объясняется многообразием условий их применения в качестве подъёмных, тяговых, несущих, армирующих и других элементов машин и сооружений. Классификация и технические требования к стальным канатам из круглых проволок установлены ГОСТ 3241, а также зарубежными стандартами: германским DIN 3051, английским BS 302, американским RR-W-410, итальянским UNI 7291, японским JIS G 3525, французским NF A 47-205, ISO 2408, EN 12385 и др.

Прежде всего, канаты различают порядком свивки: 1) одинарной свивки или спиральные, состоящие из одного или нескольких спиральных слоев проволок; 2) двойной или тросовой свивки, состоящие из одного или нескольких слоев спиральных канатов – прядей; 3) тройной или кабельтовой свивки, состоящие из канатов двойной свивки – стренг. В принципе, порядок свивки можно повышать и далее, однако это оказывается технически нецелесообразным. Наибольшее применение в технике получили канаты двойной свивки.

Основным элементом для построения каната любого порядка свивки является спиральный канат – прядь (рис. 1.1).

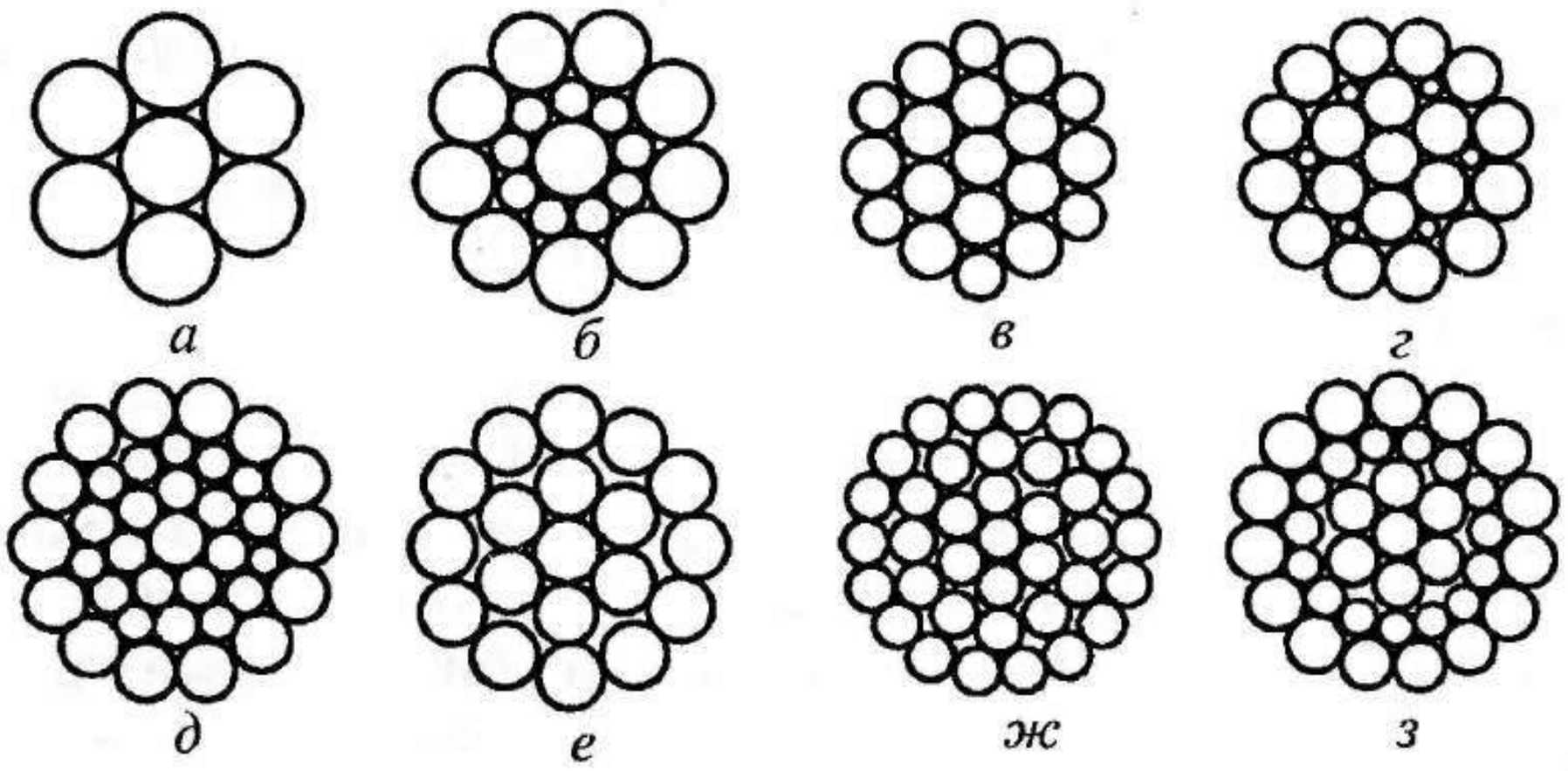


Рис. 1.1. Типы наиболее распространённых спиральных канатов или прядей:
а, б – ЛК-О; *в* – ЛК-Р; *г* – ЛК-З; *д* – ЛК-РО;
е, ж – ТК; *з* – ТЛК-О

Если слои проволок имеют разные шаги свивки, то проволоки смежных слоёв касаются друг друга в отдельных точках, поэтому такие пряди и канаты имеют обозначение ТК – с точечным касанием проволок между слоями. При свивке слоёв проволок с одним шагом свивки образуются канаты типа ЛК – с линейным касанием проволок между слоями.

Если в пряди некоторые слои имеют точечный контакт, а другие – линейный, то такой канат обозначают ТЛК – с комбинированным точечно-линейным касанием проволок.

Пряди ТК имеют одинаковые проволоки в каждом слое, а если число проволок в каждом последующем слое увеличивается на шесть, то они одинаковы и в разных слоях.

Условие линейного касания слоёв проволок требует одинаковых или разных диаметров проволок в зависимости от числа проволок в слое и их расположения по отношению к проволокам смежного слоя, поэтому в обозначение канатов ЛК вводят дополнительные буквы: ЛК-О – с одинаковыми диаметрами проволок по слоям пряди; ЛК-Р – с разными диаметрами проволок в наружном слое пряди; ЛК-З – с заполняющими проволоками; ЛК-РО – с разными и одинаковыми диаметрами проволок в слоях.

Формула конструкции спирального каната или пряди записывается в виде суммы чисел проволок в слоях, начиная с центральной проволоки (в некоторых зарубежных стандартах, например, германском, наоборот – отсчет ведется от наружного слоя), при этом разные проволоки в слое обозначаются через черту дроби, а наличие заполняющих проволок – через точку с запятой. В литературе часто встречаются еще и названия некоторых наиболее типичных прядей: ЛК-О – "Сил" (Seal), конструкция 1+ n+n (1+9+ 9); ЛК-Р – "Варрингтон" (Warrington), конструкция 1+n+n/n (1+6+6/6); ЛК-З – "Филлер" (Filler), конструкция 1+n;n+2n (1+6;6+12); ЛК-РО – "Варрингтон-Сил" (Warrington-Seal), конструкция 1+n+n/n+2n (1+7+7/7+14). Здесь в скобках указаны наиболее распространенные варианты конструкций.

Формула конструкции каната двойной свивки записывается в виде произведения числа прядей на число проволок в пряди с расшифровкой её конструкции и обозначением сердечника (о.с. – в случае органического сердечника). Например, канат по ГОСТ 2688 обозначается 6х19(1+6+6/6)+ о.с., двухслойный канат по ГОСТ 3088 обозначается 18х19(1+6+6/6)+ о.с. В случае металлического сердечника, его конструкция также расшифровывается, например, канат по ГОСТ 7669 имеет обозначение 6х36(1+7+7/7+14)+7х7(1+6).

В зависимости от того, по какой винтовой линии – правой или левой – расположены элементы наружного слоя, говорят, что канат имеет правую или левую свивку. В литературе часто обозначают направления свивки латинскими буквами: Z – правая; S – левая свивка. В канатах двойной свивки направления свивки проволок в прядь и прядей в канат могут совпадать – канаты односторонней свивки (Zz, Ss), или быть противоположными – канаты крестовой свивки (Zs, Sz).

Внешний вид канатов крестовой и односторонней свивки показан на рис. 1.2.

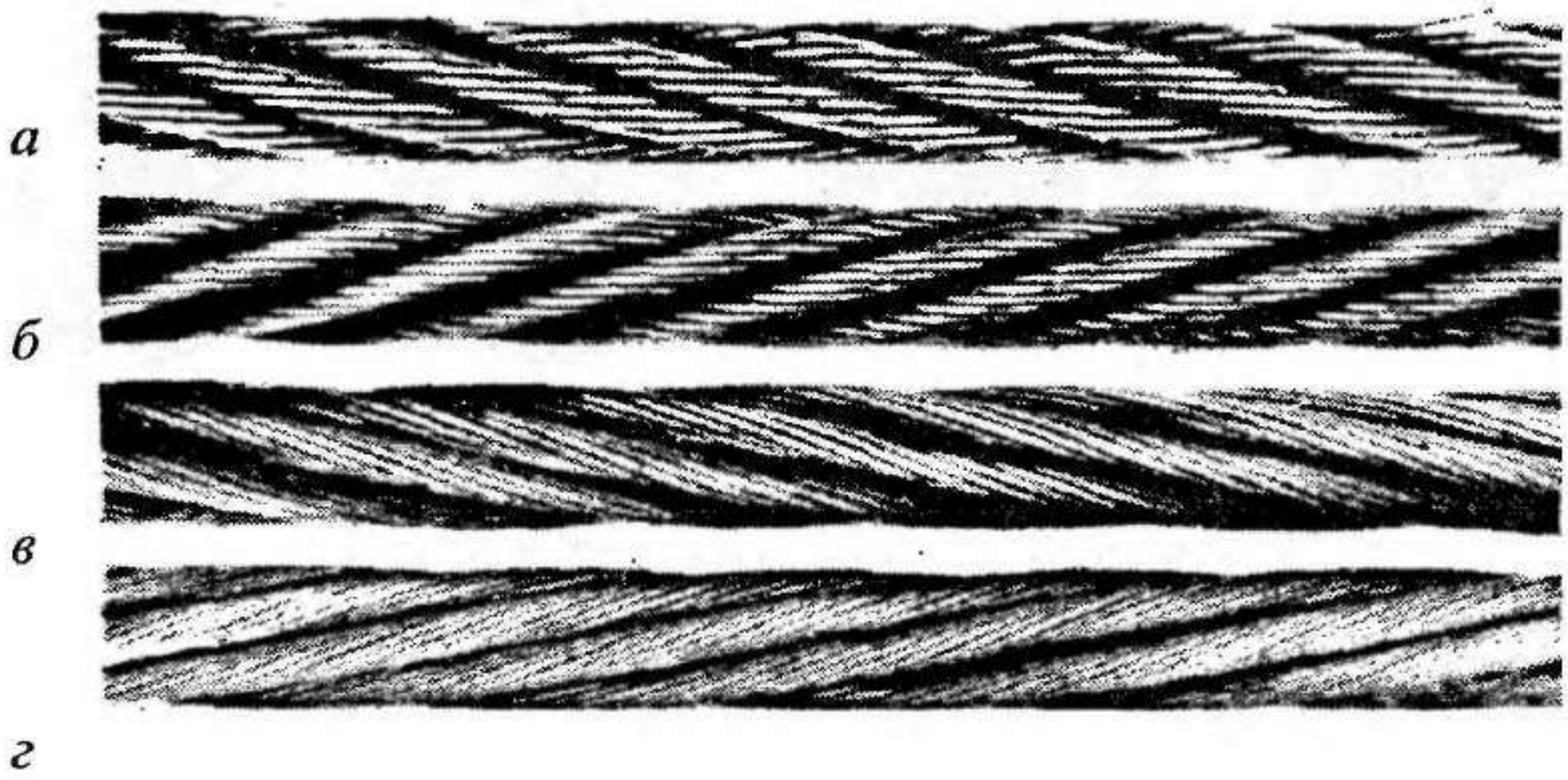


Рис. 1.2. Канаты крестовой и односторонней свивки:
а – крестовой правой; *б* – крестовой левой;
в – односторонней правой; *г* – односторонней левой

Сочетание направлений свивки элементов канатов существенно влияет на значения упругих констант и механические свойства, поэтому в случае необходимости (в основном, в научно-технической литературе) в формуле конструкции указывают и направления свивки слоев элементов знаками плюс или минус. В работе [6] введено следующее правило: направление свивки наружного слоя каната принимается положительным, а остальным элементам присваивается знак плюс или минус в зависимости от того, в каком направлении они свиты по отношению к выбранному положительному. Центральной проволоке условно всегда присваивают положительное направление. Например, канат односторонней свивки 6х19(1 + 6 + 6/6) + о.с., а тот же канат крестовой свивки 6х19(1 – 6 – 6/6) + о.с. Спиральный канат ТК можно обозначить при одинаковом направлении свивки всех слоев 1 + 6 + 12 + 18, а при противоположном направлении свивки наружного слоя по отношению к внутренним 1– 6 – 12 + 18. Двухслойный канат с противоположным направлением свивки слоев прядей, крестовой свивки наружного слоя и односторонней свивки внутреннего слоя прядей записываем так: 12х19(1– 6 – 6/6) – 6х19(1– 6 – 6/6) + о.с. В стандартных обозначениях канатов это правило знаков не применяется.

Канаты двойной свивки состоят из одного или нескольких слоёв прядей, причем пряди могут иметь круглую или фасонную форму поперечного сечения (рис. 1.3).

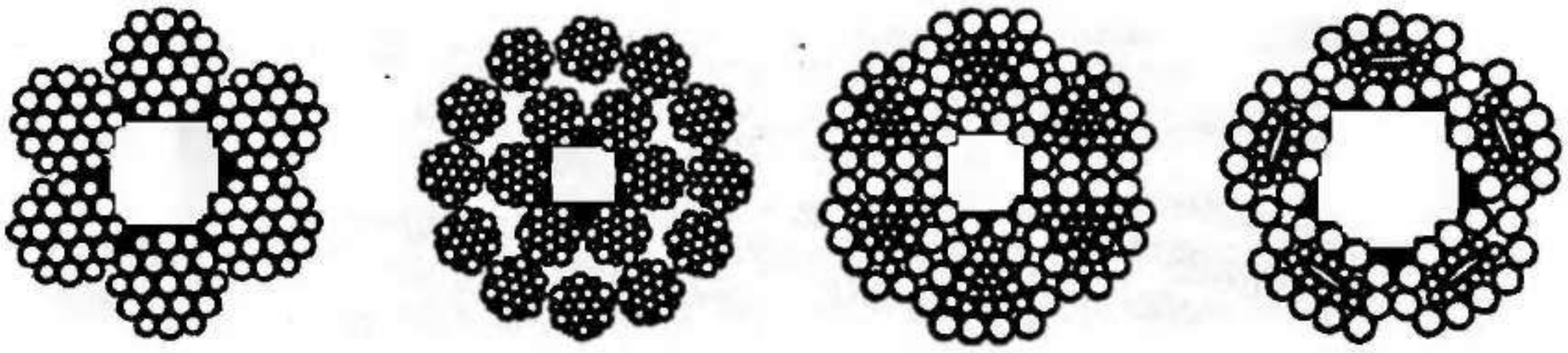


Рис. 1.3. Стальные канаты двойной свивки:
а, б – круглопрядные; *в* – трёхграннопрядный;
г – овальнопрядный

Если слои винтовых элементов (прядей или проволок) имеют противоположные направления свивки, то канат называется малокрутящимся (МК), хотя само по себе такое геометрическое определение далеко не отражает физическую способность каната не крутиться под действием свободно подвешенного груза. В отечественных стандартах отсутствуют некрутящиеся канаты, что является их существенным недостатком. Подробнее вопрос о некрутящихся канатах рассматривается в гл. VI, п. 1.

Благодаря предварительной винтовой деформации элементов в процессе свивки пряди в канате двойной свивки или проволоки в спиральном канате могут сохранять свое положение в канате (не расплетаться) после снятия с конца каната перевязок или других ограничений. В этом случае канат называется нераскручивающимся (Н), в противном – раскручивающимся (Р).

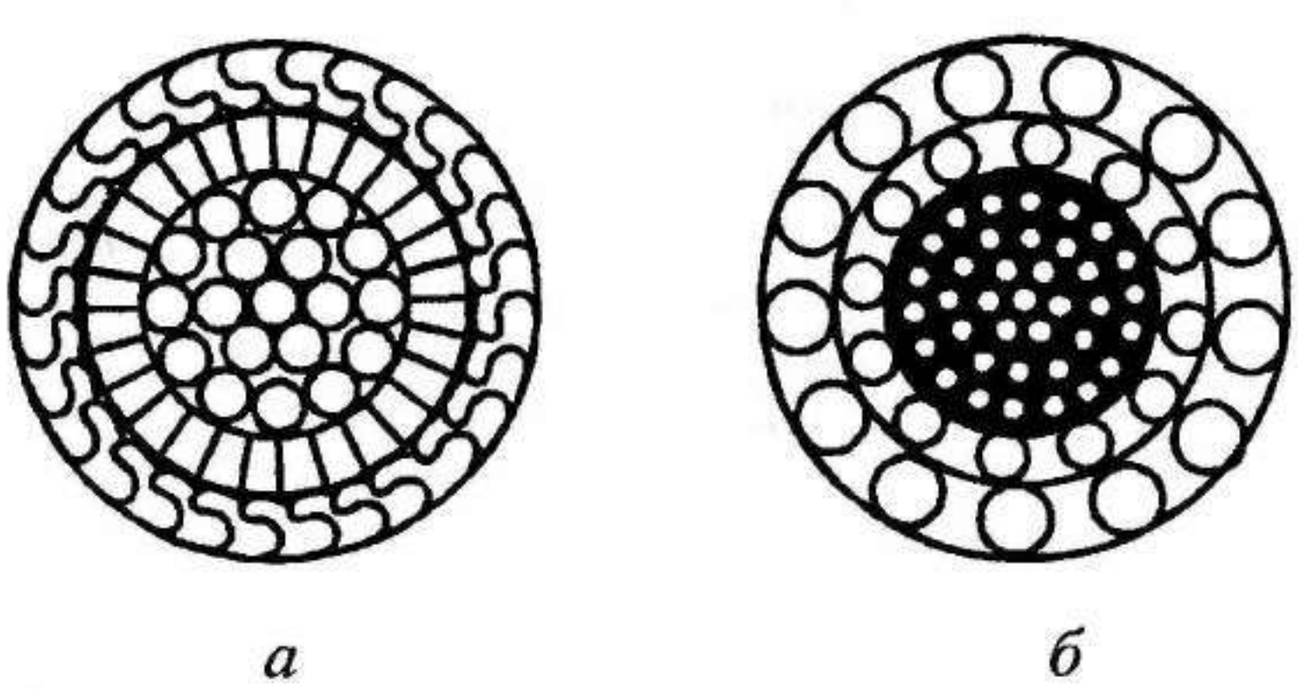
ГОСТ 3241 устанавливает назначение каната: для подъёма грузов и людей – грузолюдского назначения (ГЛ), для подъёма только грузов – грузового назначения (Г).

Стальные канаты изготовляют из стальной канатной проволоки по ГОСТ 7372 в светлом (без покрытия) или оцинкованном исполнении с временным сопротивлением разрыву $\sigma_в = 1080 \div 2350$ Н/мм^2 и выше (по специальной документации). По механическим свойствам проволока делится на марки: высшую – В или первую – I. Оцинкованная проволока в зависимости от поверхностной плотности цинка относится к трем группам: ОЖ – для особо жёстких условий работы; Ж – для жёстких условий работы; С – для средних условий работы.

Стандартами предусмотрено условное обозначение каната, в котором содержатся основные сведения о конструкции, технических параметрах и особенностях изготовления. Например, канат диаметром 12,0 мм по ГОСТ 2688, грузолюдского назначения, из проволоки без покрытия, марки В, левой односторонней свивки, нераскручивающийся, повышенной точности, маркировочной группы 1770 Н/мм^2 (180 кгс/мм^2) обозначается так: канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1770 ГОСТ 2688–80.

Такой же канат грузового назначения, марки I, из оцинкованной проволоки по группе ОЖ, правой крестовой свивки, нормальной точности: канат 12-Г-I-ОЖ-Н-1770 ГОСТ 2688–80.

Особую группу составляют спиральные канаты, содержащие фасонные проволоки в наружном слое – закрытые или полузакрытые канаты (рис. 1.4). Они имеют гладкую опорную поверхность, большое заполнение сечения металлом и, следовательно – высокую прочность, продольную и поперечную жёсткости.



а *б*

Рис. 1.4. Закрытый (*а*) и полузакрытый (*б*) канаты

Однако большая изгибная жёсткость существенно сужает область их применения. В основном, эти канаты применяют в качестве шахтных подъёмных, несущих канатов подвесных канатных дорог и кабельных кранов, вантовых канатов мостов и других инженерных сооружений.

Технические параметры закрытых и полузакрытых канатов содержатся в ГОСТ 3090, ГОСТ 18902, ГОСТ 18900.

2. Свивка стальных канатов

Элемент каната (проволока или прядь) расположен по винтовой линии, параметры которой приведены на рис. 1.5: d – диаметр каната; r, α, H – радиус, угол, и шаг свивки; $L = H/\cos\alpha = 2\pi r/\sin\alpha$ – длина винтового элемента на шаге свивки каната. Обобщенным параметром, отвечающим принципу геометрического подобия, является кратность свивки $k = H/d$.

В соответствии с ГОСТ 3241 $k \leq 9$ для прядей ЛК; $k \leq 11$ для прядей ТК, трехгранных прядей и однопрядных металлических сердечников, канатов одинарной свивки и прядей 1 + 6; $k \leq 6{,}5$ для 3–6-прядных канатов; $k \leq 7$ для канатов с числом прядей более шести и канатов тройной свивки; $k \leq 7{,}5$ для фасоннопрядных канатов; $k \leq 16$ для стренг и прядей плоского каната.

Формирование прямой проволоки или пряди в винтовой элемент каната сопровождается изгибом и кручением, поэтому её напряженное состояние и качество свивки в значительной мере зависят от способа установки зарядной шпули в смысле её вращения относительно оси свиваемого элемента.

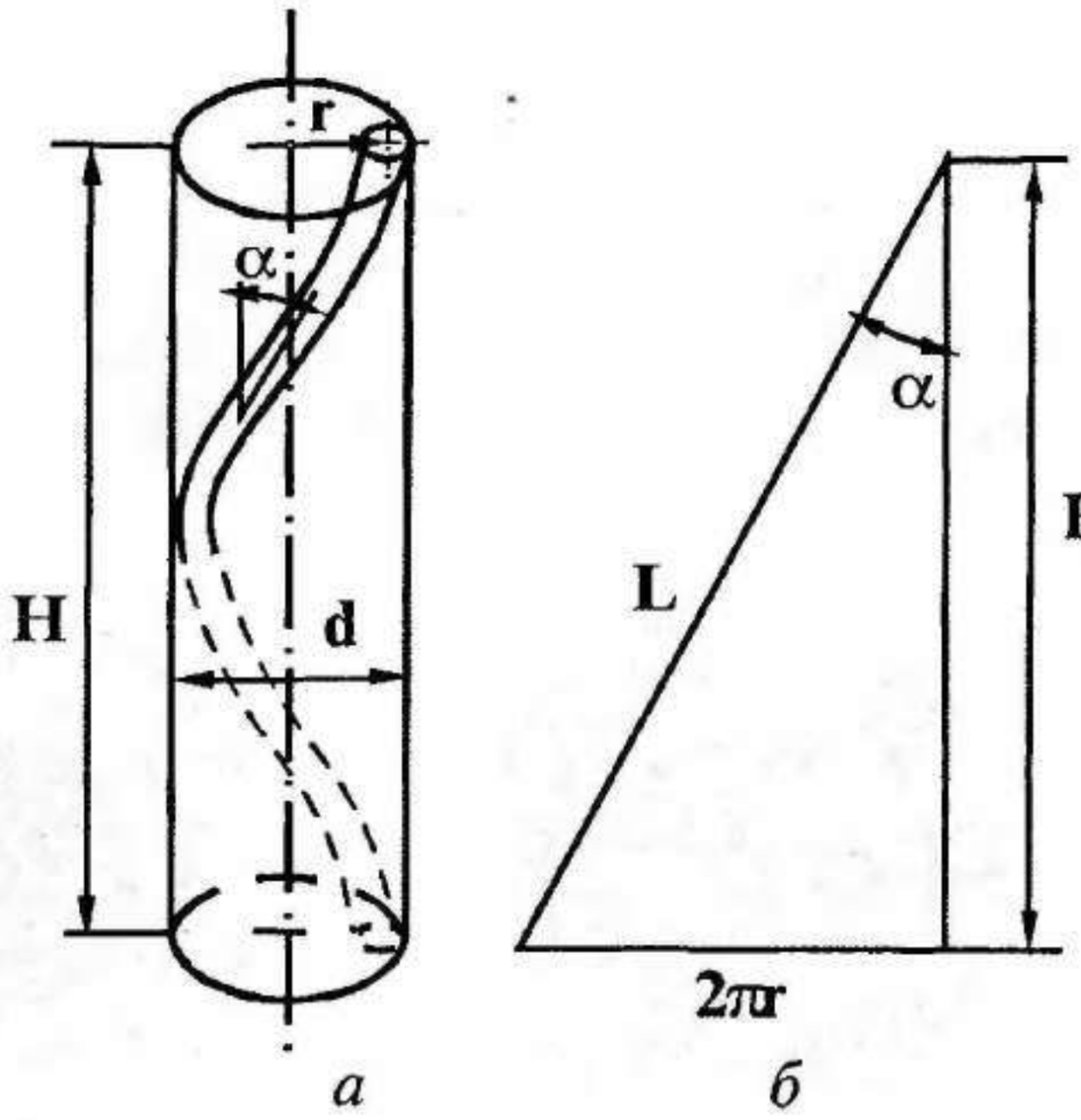


Рис. 1.5. Параметры свивки (*а*) и развёртка винтовой линии (*б*)

Обозначим $\vartheta_т$ – угол поворота рамы зарядной шпули относительно свивального ротора, приходящийся на один его оборот (на один шаг свивки каната). В машинах разных конструкций реализуются следующие варианты:

а) $\vartheta_т = 0$ – шпуля жестко закреплена на вращающемся роторе, при этом свиваемый элемент скручивается на один оборот вокруг собственной оси на каждом шаге свивки – так свивают фасонные проволоки в канатах закрытой конструкции;

б) $\vartheta_т = -2\pi$ – шпуля установлена в роторе таким образом, что её ось всё время сохраняет своё положение в пространстве, например, остается параллельной полу, т.е. шпуля совершает плоскопараллельное движение. При этом свиваемый элемент скручивается на угол $2\pi(1 - \cos\alpha)$ за каждый оборот ротора (нерегулируемая откртка). Это кручение противоположно направлению свивки каната, поэтому при крестовой свивке пряди подкручиваются, а при односторонней, наоборот – раскручиваются;

в) $\vartheta_т = -2\pi\cos\alpha$ – шпули кинематически связаны с приводом машины таким образом, что за каждый оборот ротора они поворачиваются в обратном направлении на угол $2\pi\cos\alpha$. В этом случае скручивание свиваемого элемента полностью отсутствует (полная откртка);

г) шпули кинематически связаны с приводом машины с возможностью регулируемой подкрутки свиваемых элементов на любую заданную величину.

В настоящее время для изготовления стальных канатов применяется несколько типов свивальных машин, отличающихся кинематикой свивки проволок и прядей (рис.1.6).

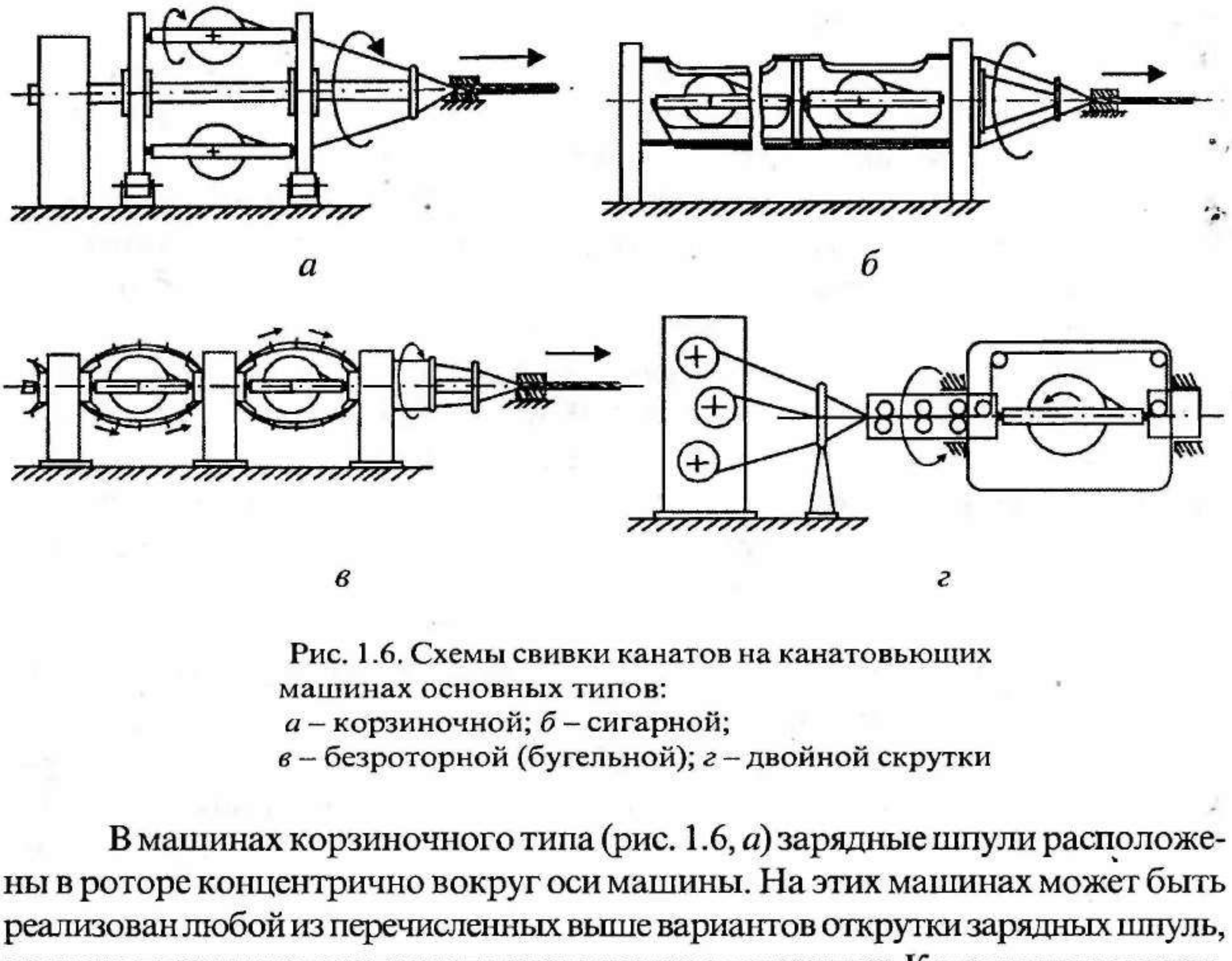


Рис. 1.6. Схемы свивки канатов на канатовьющих машинах основных типов:
а – корзиночной; *б* – сигарной;
в – безроторной (бугельной); *г* – двойной скрутки

В машинах корзиночного типа (рис. 1.6, *а*) зарядные шпули расположены в роторе концентрично вокруг оси машины. На этих машинах может быть реализован любой из перечисленных выше вариантов открутки зарядных шпуль, для чего применяются специальные механизмы открутки. Корзиночные машины имеют большие поперечные габариты, они, как правило, тихоходны и применяются, в основном, для свивки канатов больших диаметров, многопрядных, закрытой конструкции, а также фасонных прядей.

Фирмой "Крупп" создана крупнейшая в мире канатовьющая машина корзиночного типа KVR 1+ 8 x 2400, которая позволяет изготавливать канаты диаметром до 305 мм, общей массой до 220 т, (рис. 1.7).Она имеет восемь зарядных шпуль диаметром 2,4 м и массой по 22 т каждая и механизм подкрутки сердечника с зарядной шпулей диаметром 3,4 м и массой 55 т. Все каретки зарядных шпуль оборудованы механизмами для регулируемой подкрутки и регулируемого торможения прядей. Кроме того, на роторе размещены ещё 92 шпуледержателя для шпуль меньшего размера, что позволяет использовать машину для изготовления канатов закрытой конструкции диаметром до 180 мм.

Ещё одна уникальная корзиночная машина имеется в фирме «Fatzer» (Швейцария). Эта машина имеет вертикальное расположение ротора и может свивать 6-прядные канаты диаметром до 110 мм и массой до 100 т. Зарядные шпули вмещают пряди массой до 17 т каждая. На этой машине фирма производит, в основном, канаты большой длины для подвесных канатных дорог (ПКД). Замечательно, что машина производит обтяжку свиваемых канатов, усилием до 180 кН, что имеет большое значение для ПКД. Схема машины показана на рис. 1.8.

Заметим, что эта же фирма располагает горизонтальной корзиночной машиной для свивки канатов закрытых конструкций диаметром до 100 мм и массой до 110 т. Наличие такого уникального оборудования позволяет фирме прочно удерживать позиции на рынке канатов больших диаметров и длин для ПКД, горнодобывающей промышленности и строительства.

Скоростные трубчатые (сигарные) машины (рис. 1.6, *б*) составляют основу технологического парка канатных цехов ввиду высокой производительности. Их недостатком является нерегулируемая открутка зарядных шпуль, что затрудняет изготовление канатов односторонней свивки.

В подавляющем большинстве отечественные заводы оснащены сигарными и корзиночными машинами фирмы СКЭТ (Германия).

Заметной тенденцией в мировой практике является всё более широкое применение безроторных (бугельных) машин (рис. 1.6, *в*), преимущества которых заключаются в более высокой производительности и большой ёмкости шпуль при меньших энергозатратах и снижении шума и вибрации.

Такие машины для тонких канатов выпускает фирма "Бармаг", а фирма "Редаэлли" представляет ряд машин со шпулями от 160 до 1250 мм. В последние годы ведущие фирмы активно занимаются разработкой и внедрением в канатное производство машин двойной скрутки (рис. 1.6, *г*), ранее уже хорошо зарекомендовавших себя в производстве металлокорда и кабельных жил. Эти машины по сравнению с сигарными занимают в два раза меньшую площадь, имеют производительность в два раза выше, что позволяет увеличить съём продукции с единицы производственной площади в 3 – 5 раз. Кроме того, они потребляют в 2 – 3 раза меньше электроэнергии при значительно меньшем уровне шума и вибрации. Установка шпуль на неподвижном шпулярнике позволяет применять шпули большой ёмкости и увеличивать время между перезарядками в 10 раз.

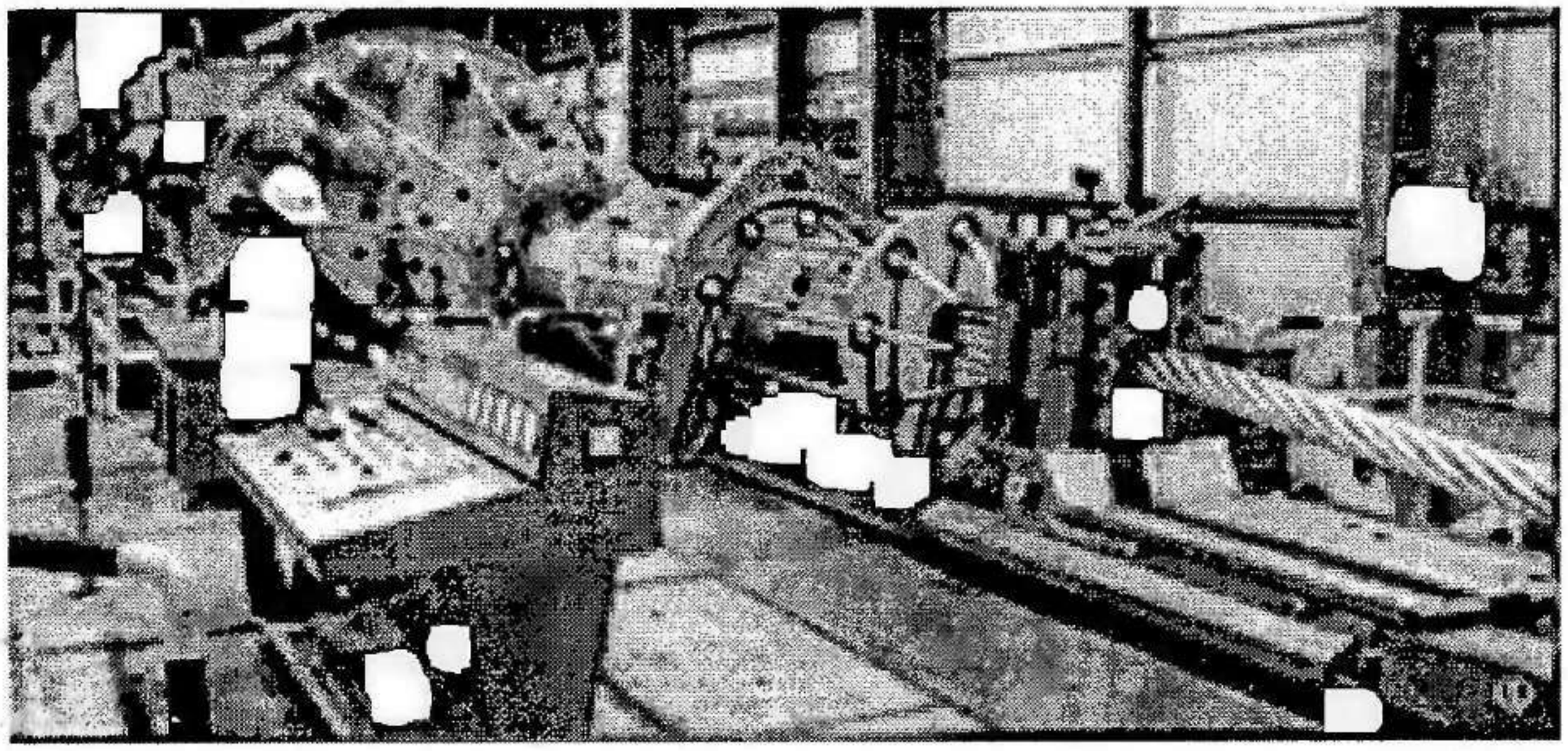
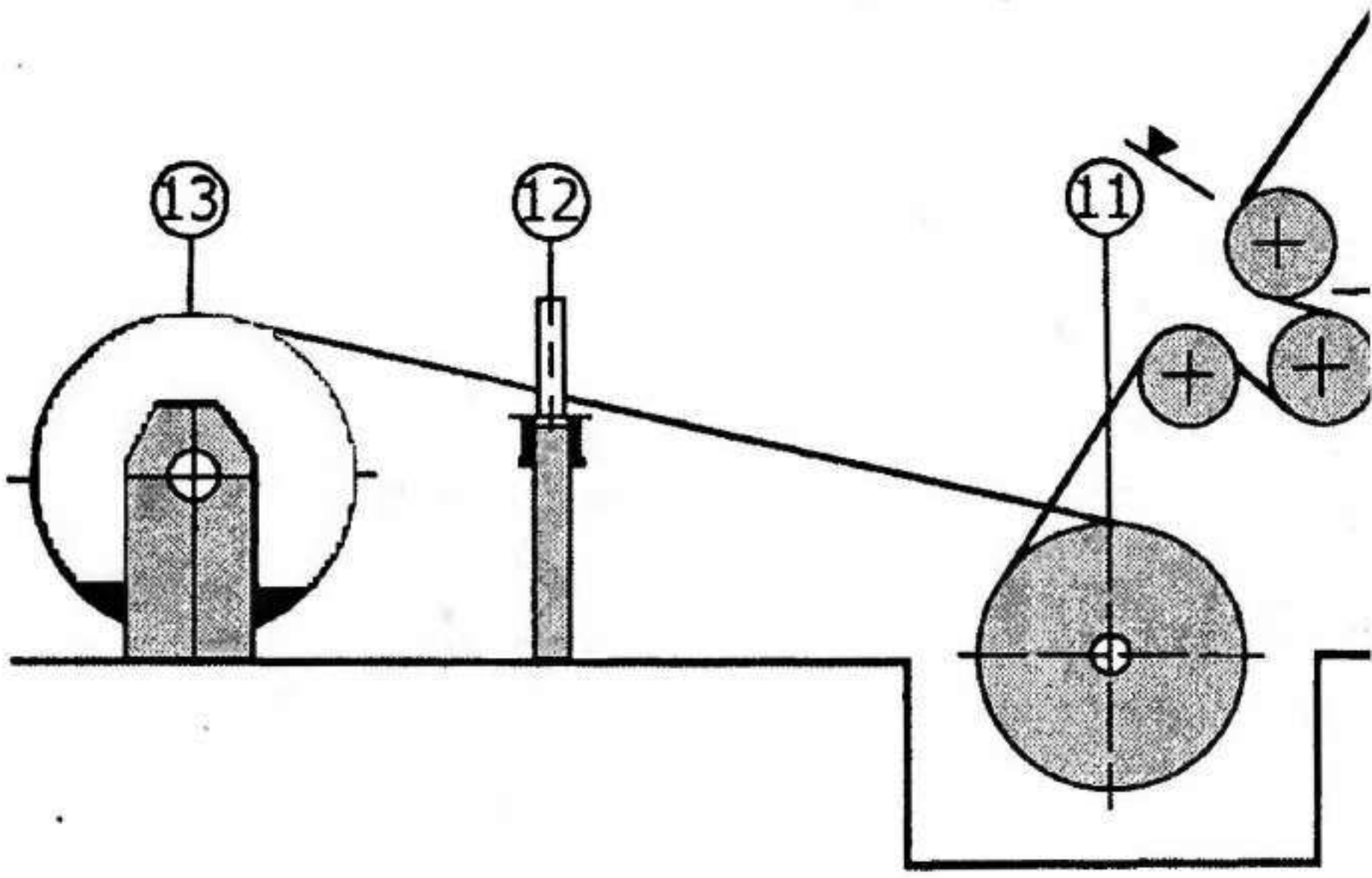
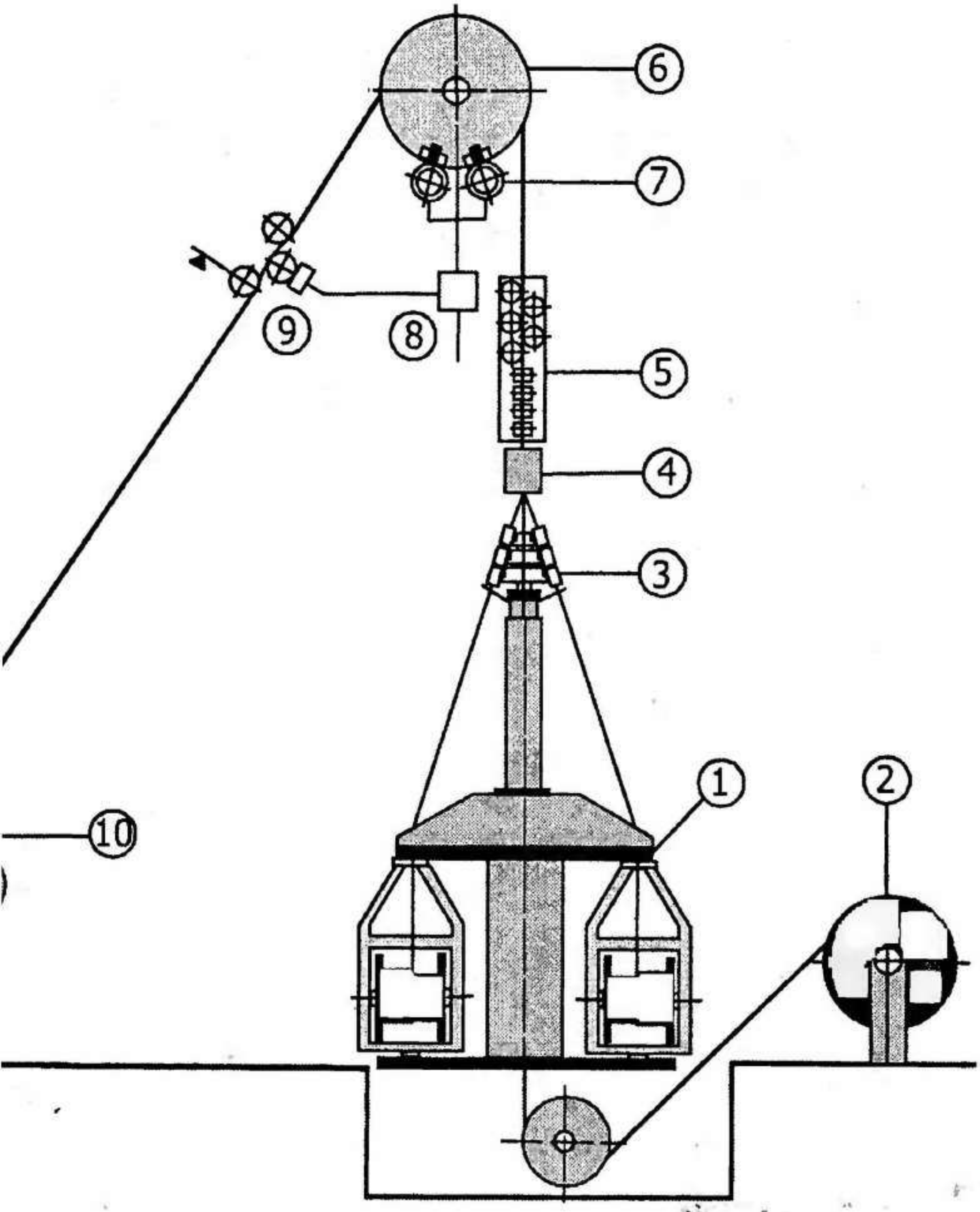


Рис. 1.7. Канатовьющая машина корзиночного типа KVR1+8x2400

Рис. 1.8. Схема вертикальной корзиночной машины с обтяжным устройством:

1 – свивочный ротор;
2 – шпуля с сердечником;
3 – преформатор;
4 – свивальные плашки с пневматическим прижатием;
5 – рихтователь;
6 – тормозной шкив;
7 – гидравлическое тормозное устройство;
8 – автоматический дроссель;
9 – датчик установки натяжения каната;
10 – динамическое обтяжное приспособление;
11 – вытяжной шкив;
12 – канатоукладчик;
13 – приёмный механизм




6
7
9
8
5
4
3
10
1
2

Однако обязательным условием применения машин двойной скрутки является использование проволоки высокого качества, так как процесс свивки сопровождается кручением проволок и при наличии дефектов наблюдаются частые обрывы. Кроме того, в целях максимального использования высокой производительности целесообразно производить изготовление крупных партий изделий без частых переходов на другие типоразмеры.

Машины двойной скрутки для изготовления прядей выпускают фирмы "СКЕТ", "Бармаг", "Селекта", "Редаэлли" и др. Выпускается несколько типоразмеров этих машин с диаметром приёмной шпули до 1250 мм для изготовления прядей диаметром до 12 мм.

Машины двойной скрутки ещё не получили достаточно большого распространения в сталепроволочно-канатном производстве, но их следует рассматривать как перспективное оборудование.

Дальнейшее развитие конструкций свивальных машин всех типов специалисты ведущих фирм связывают не только с высокой производительностью и другими технико-экономическими показателями, но и с высоким качеством изготавливаемых канатов. С этой целью конструкторы стремятся к выполнению следующего комплекса требований:

- выравнивание натяжений прядей при свивке каната, для чего, например, создают устройства для индивидуального регулируемого торможения зарядных шпуль;
- регулируемая подкрутка кареток зарядных шпуль;
- регулируемая подкрутка сердечника;
- большое тяговое усилие вытяжного механизма, позволяющее свободно производить дополнительную упругопластическую обработку свиваемых прядей и каната в целом;
- контролируемое усилие прижатия свивальных плашек;
- автоматизированный контроль всех технологических параметров процесса свивки каната.

Практически все эти требования реализованы в упоминавшейся выше уникальной машине фирмы "Крупп". Однако в других, наиболее массовых конструкциях машин, они ещё в полном объёме не осуществлены.

Большое значение для качества каната имеют технологические операции предварительного винтового изгиба прядей или проволок перед свивкой в канат (преформация) и рихтовка каната в целом. Для этого свивальные машины оснащают преформирующими головками и рихтователями, конструкции которых описаны в литературе [5, 40 и др.].

3. Выбор канатов

В отечественной практике сложился принцип деления канатов по назначению на грузовые, стреловые, тяговые, вантовые, несущие, направляющие, подъёмные и уравновешивающие (в шахтах), ваерные и др. Такая классификация не является строгой и носит отпечаток специфики отраслевой терминологии.

Более лаконичной и универсальной является зарубежная классификация [89], в соответствии с которой канаты разделены на четыре группы:

подвижные канаты (Laufende Seile), которые огибают блоки, шкивы и барабаны и при этом принимают их кривизну. К этой группе относятся подъёмные, стреловые и тяговые канаты кранов и экскаваторов, тяговые канаты подвесных канатных дорог, подъёмные шахтные канаты, ваерные канаты и т.п.;

неподвижные канаты (Stehende Seile), которые не огибают блоки, а их концы жёстко закреплены. Сюда относятся растяжки мачт и стрел, ванты, направляющие канаты в шахтах и т.п.;

несущие канаты (Tragseile), по которым перемещаются ролики транспортных средств, причем радиус кривизны несущего каната остается значительно большим, чем радиус ролика. В основном, это несущие канаты подвесных канатных дорог и кабельных кранов;

такелажные канаты (Anschlagseile), служащие для подвески или обвязки груза (стропы, петли и т.п.).

Стальные канаты для грузоподъёмных машин выбирают в соответствии с ДНАОП 0.00-1.03-93 – "Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъёмных кранов" [59] по условию

$$F_0 \geq S z_p \ , \qquad (1.1)$$

где F_0 – разрывное усилие каната в целом, принимаемое по сертификату, а при проектировании – по данным государственного стандарта; S – наибольшее натяжение ветви каната с учетом КПД полиспаста (без учета динамических нагрузок); z_p – минимально допустимый коэффициент использования каната (минимальный коэффициент запаса прочности каната), значения которого установлены Правилами в зависимости от назначения каната и режима работы механизма.

Грузовые и стреловые канаты должны иметь коэффициент запаса прочности $z_p \geq 5 \div 6$; канаты для подъема людей – $z_p \geq 9$; канаты, не работающие на блоках (ванты, растяжки и т.п.) – $z_p \geq 3 \div 3{,}5$.

Для шахтных подъёмных канатов при расчете максимального натяжения S учитывают также и собственный вес каната, при этом коэффициент запаса прочности назначается в зависимости от глубины ствола шахты. Например, на одноканатных установках для подъёма при глубине до 600 м $z_p \geq 13{,}0$, а при глубине 2000 м $z_p \geq 5{,}5$.

Особенности выбора канатов в разных отраслях обусловлены отраслевыми нормативными документами – аналогами указанных выше Правил, однако, в основном, они базируются на условии (1.1), а отличия заключаются в методиках определения максимального натяжения S для конкретных машин и регламентируемых величинах коэффициентов запаса прочности.

Расчет по условию (1.1) сводится к формальному выбору каната. При этом не учитываются его напряженное состояние и долговечность, которые определяются в современных расчетах других деталей машин. Кроме того,следует иметь в виду, что условие (1.1) имеет только нижнее ограничение, ориента-

ция на возможно большие значения коэффициентов запаса прочности в определенных случаях может оказаться вредной, как это было доказано на примере несущих канатов подвесных лесотранспортных установок [1].

Более прогрессивным является стандарт ISO 4308/1, который определяет два метода выбора стального каната: один – по величине коэффициента использования z_p аналогично условию (1.1); другой – при помощи так называемого коэффициента выбора каната, который регламентирован с учётом режима работы механизма, конструкции каната и его механических свойств (группы прочности).

Большое значение имеет правильный выбор конструкции стального каната для заданных условий эксплуатации. В этом смысле может быть полезной таблица 1.1, составленная на основе анализа практического опыта и литературных данных. В этой таблице даны рекомендации только по канатам отечественного производства, поэтому её не следует рассматривать с точки зрения абсолютной оптимальности назначения каната той или иной конструкции для данных условий эксплуатации.

Например, для вертикального шахтного подъёма давно доказана эффективность применения овальнопрядных канатов, однако, они пока не выпускаются отечественными заводами, поэтому не приведены в рассматриваемой таблице. Помимо стандартных канатов, в народном хозяйстве применяется достаточно много стальных канатов, выпускаемых по техническим условиям, в которых нашли отражение прогрессивные методы конструирования и новые технологические приемы изготовления канатов повышенного качества. Поэтому при выборе каната для заданных условий конструктор не должен замыкаться в рамках государственных стандартов. Необходимо также проанализировать имеющиеся технические условия и даже оценить технико-экономическую целесообразность создания нового каната специально для данной машины.

Во многих случаях на стадии проектирования необходимо проводить расчёты канатов на долговечность, позволяющие определить число перегибов на блоке до нормы браковки или суммарную работу, выполняемую канатом за срок службы. Известно несколько таких методик, однако мы здесь не останавливаемся на них, отсылая читателей к книгам [5, 70, 89], где эти методики изложены подробно. Результаты исследований долговечности приведены также в гл. IV.

Таблица 1.1

Рекомендации по применению стальных канатов

| Назначение канатов | | Конструкции канатов | | |

4. Особые случаи применения стальных канатов

В современной технике имеется много устройств, в которых к канатам предъявляются специальные требования, выходящие за рамки возможностей стандартных стальных канатов. Например, авиация и воздухоплавание всегда предъявляют требования повышенной прочности при минимальных диаметре и весе каната. В определенных случаях требуются особо гибкие, сверхдлинные, некрутящиеся или структурно устойчивые при кручении канаты. Для отдельных уникальных грузоподъёмных или буксировочных операций требуются канаты прочностью более 5000 кН. В некоторых изделиях к канатам предъявляются требования повышенной электропроводности, в других – высокой стойкости при работе в агрессивных средах, при повышенных или, наоборот, низких температурах и т.п. В общем, специальные требования так же разнообразны, как разнообразны цели и назначение машин, в которых применяются канаты.

В аэростатных системах различного назначения применяются удерживающие стальные канаты, как правило, небольших диаметров (до 20 мм). Собственный вес каната здесь в буквальном смысле "висит камнем" на тактико-технических параметрах системы, поэтому к аэростатным канатам всегда предъявляется требование максимально возможной прочности при минимальном собственном весе, т.е. диаметре каната. С целью уменьшения веса эти канаты работают при очень низких запасах прочности ($z_p = 1{,}5 \div 2{,}0$).

Верхний конец аэростатного каната не закреплен от вращения, поэтому под действием натяжения канат стремится раскрутиться. Во избежание этого должны применяться некрутящиеся канаты. Кроме того, как правило, аэростатный канат должен иметь строительную длину в несколько километров, что налагает дополнительные технологические трудности.

В большей или меньшей мере аналогичные требования предъявляют к якорным, проходческим, каротажным, ваерным и буксирным канатам.

Специфическим требованием к якорным канатам для постановки буйковых станций и других объектов является способность противостоять так называемой "биологической атаке" со стороны животного мира и микроорганизмов морей и океанов [86].

При вертикальном подвесе каната большой длины для уменьшения собственного веса применяют равнопрочные по длине канаты. Традиционный способ достижения равнопрочности заключается в сращивании нескольких канатов разного диаметра, в результате чего получается ступенчатый канат. В частности, при помощи такого каната, изготовленного на Одесском сталепроволочно-канатном заводе под руководством М.А. Букштейна, были впервые взяты пробы грунта со дна Марианской впадины в Тихом океане.

Ступенчатые канаты неудобны при многослойной навивке на барабаны, поэтому в НИО ОНИОСК разработаны равнопрочные канаты постоянного диаметра, при изготовлении которых часть стальных проволок по заданному закону по длине каната заменяется легкими заполняющими элементами,

например, алюминиевыми проволоками [21, 23, 68]. Другой способ получения равнопрочного каната постоянного диаметра заключается в том, что пряди имеют уменьшающиеся от одного конца к другому число проволок, а постоянный диаметр каната поддерживается за счет изменения формы поперечного сечения прядей [49].

Для намотки канатов большой длины в эксплуатации, как правило,применяют фрикционные лебедки, обеспечивающие многослойную навивку каната на барабан при постоянном натяжении. Однако на канатоведущих шкивах такой лебёдки канат испытывает кручение, поэтому он должен быть устойчив к этому виду деформации. Например, многослойные канаты на фрикционных лебёдках работают плохо из-за потери структурной плотности.

В связи с освоением континентального шельфа всё шире применяется бурение скважин с плавучих буровых средств. Помимо буровых талевых канатов, на этих судах применяются канаты для поддержания постоянного натяжения бурового стояка при волнении моря. Для этого имеются специальные натяжители, представляющие собой полиспасты с гидроцилиндрами, управляемыми при помощи ЭВМ и отслеживающими волнение моря. Аналогичные натяжители применяются и на морских ПКД, применяющихся для передачи грузов с корабля на корабль в открытом море [25].

Полиспасты натяжителей практически постоянно находятся в работе, поэтому к канатам здесь предъявляется требование высокой усталостной прочности. Как показал опыт работы в Баренцевом море, срок службы серийных канатов в натяжителях составляет около двух недель. Поэтому в НИО ОНИОСК были разработаны специальные восьмипрядные равнонапряженные канаты для натяжителей морского стояка буровых плавучих средств в составе комплексов подводного устьевого оборудования "Поиск-1" и "Поиск-2".

Особенно ответственное назначение имеют канаты аэрофинишеров (АФ), применяющихся в военной и гражданской авиации для сокращения пробега самолета при посадке [78]. На авианосцах США применяется палубный финишер, схема которого показана на рис. 1.9.

При посадке на палубу авианосца самолёт захватывает хвостовым гаком за приемный канат, поддерживаемый на специальных тросоподъёмниках над палубой на высоте 100 – 150 мм. Приёмный канат при помощи муфт соединён с тормозным канатом, который запасован в многократный полиспаст. Подвижная блочная обойма полиспаста закреплена на плунжере, который при торможении движется в цилиндре гидротормоза, продавливая рабочую жидкость через регулировочный клапан в аккумулятор, состоящий из двух полостей с поршнем, разделяющим рабочую жидкость и сжатый воздух.

После остановки самолета и отсоединения его от каната канатно-блочная система финишёра возвращается в исходное положение за счет энергии сжатого воздуха, передавливающего рабочую жидкость из аккумулятора через холодильник в тормозной гидроцилиндр [78]..

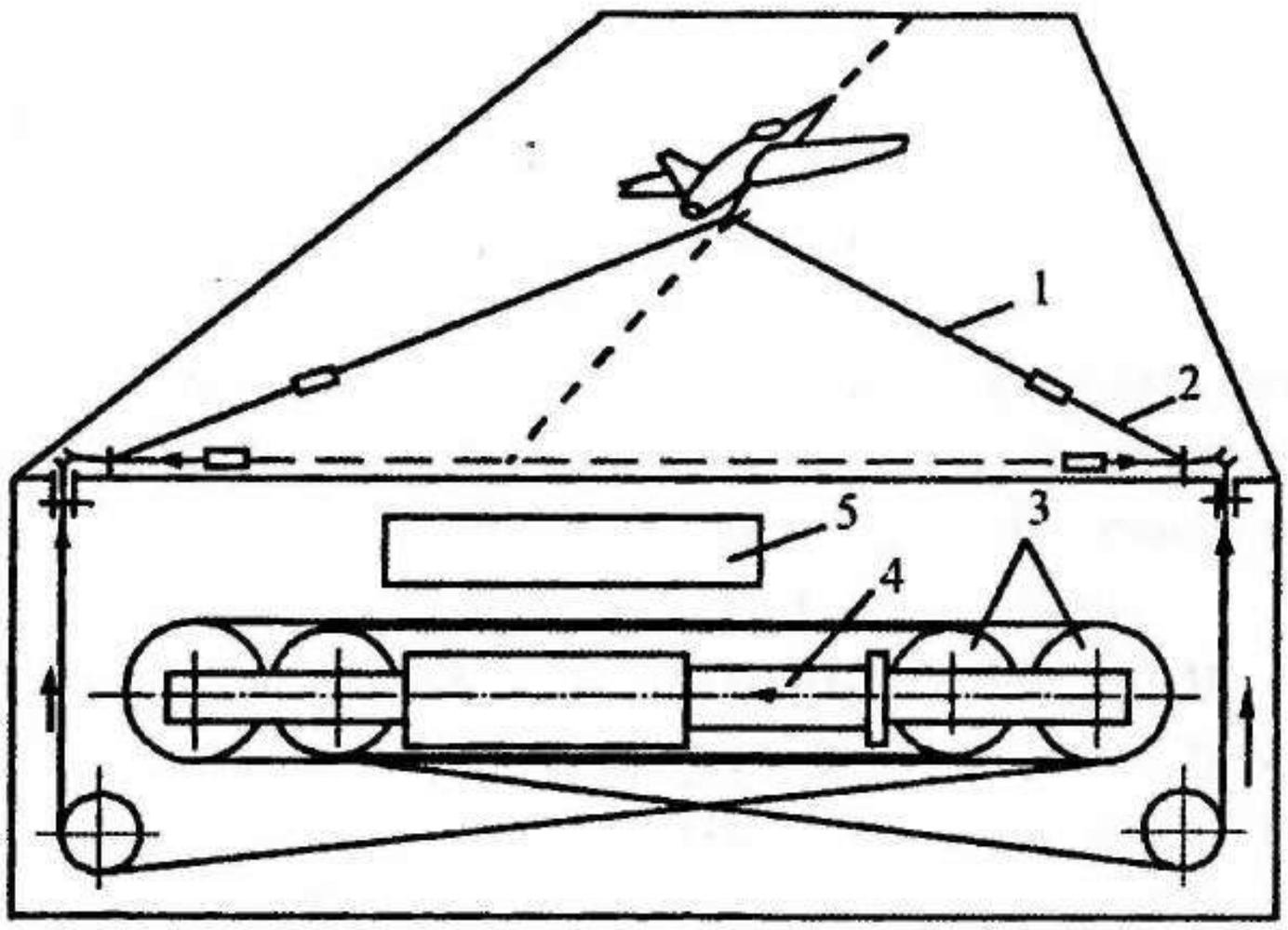


Рис. 1.9. Схема палубного аэрофинишёра:
1 **– приёмный трос;** ***2*** **– тормозной трос;**
3 – многократные полиспасты; ***4*** **– гидротормоз;**
5 **– система управления гидротормозом**

На наземных аэродромах применяются аэродромные системы торможения самолетов (АСТ). Приёмный канат здесь также расположен на тросоподъёмниках поперёк взлётно-посадочной полосы, а в качестве тормозного устройства служат якорные цепи, свободно уложенные вдоль ВПП, гидравлические тормозные механизмы линейного типа или барабанная установка с фрикционными дисковыми или роторными гидравлическими тормозами.

Для торможения самолётов, не оснащенных гаками, а также в аварийных ситуациях в АФ используют приёмные устройства типа "улавливающая сеть", при помощи которых самолёт улавливается за стойки шасси или за фюзеляж и крылья. Улавливающая сеть подвешивается на тормозном канате.

Во всех АФ канаты являются самыми нагружаемыми элементами, так как к ним непосредственно прикладывается динамическая нагрузка от движущегося самолёта. Особенно тяжелые условия работы приёмного каната, который воспринимает ударную контактную нагрузку, испытывает резкий перегиб на гаке, износ при смещении гака вдоль каната, большие растягивающие нагрузки и температурное воздействие двигателей самолёта. Перечисленные факторы усугубляются динамическими эффектами в канате, вызванными прохождением продольных и поперечных волн деформаций [63, 64, 65, 78]. Удар гака по приёмному канату происходит со скоростью около 100 м/с. Очевидно, по сочетанию и уровню нагрузок это самый тяжелый режим работы стальных канатов в современной технике.

Например, в одной из самых мощных АСТ барабанного типа ВАК-13/ F48A (США) приёмный канат обеспечивает передачу энергии до 117,5 МДж, что необходимо для торможения самолётов F-4 и F-111 (масса 23,3 – 40,8 т, скорость 270 – 352 км/ч). Диаметр каната 32 мм, разрывное усилие 576 кН, максимальное рабочее усилие 340 кН [78]. Таким образом, канат расчитан на

работу с минимальным запасом прочности n = 1,7 в условиях резкого перегиба на гаке малых размеров. В целях уменьшения динамических нагрузок на самолёт и канат последний должен иметь минимально возможную инерционность, т.е. линейную плотность. Поэтому канаты АФ изготавливают из высокопрочной стальной проволоки, что представляет собой сложную технологическую задачу.

Для уменьшения длины ВПП аэродромы, кроме АСТ, должны быть оборудованы аэродромными катапультами (АК), в которых также применяются стальные канаты [78]. Так, на рис. 1.10 показана схема катапульты CEJ-3 (США), рассчитанной на запуск самолётов массой до 27 т с интервалом между запусками 1,5 мин.

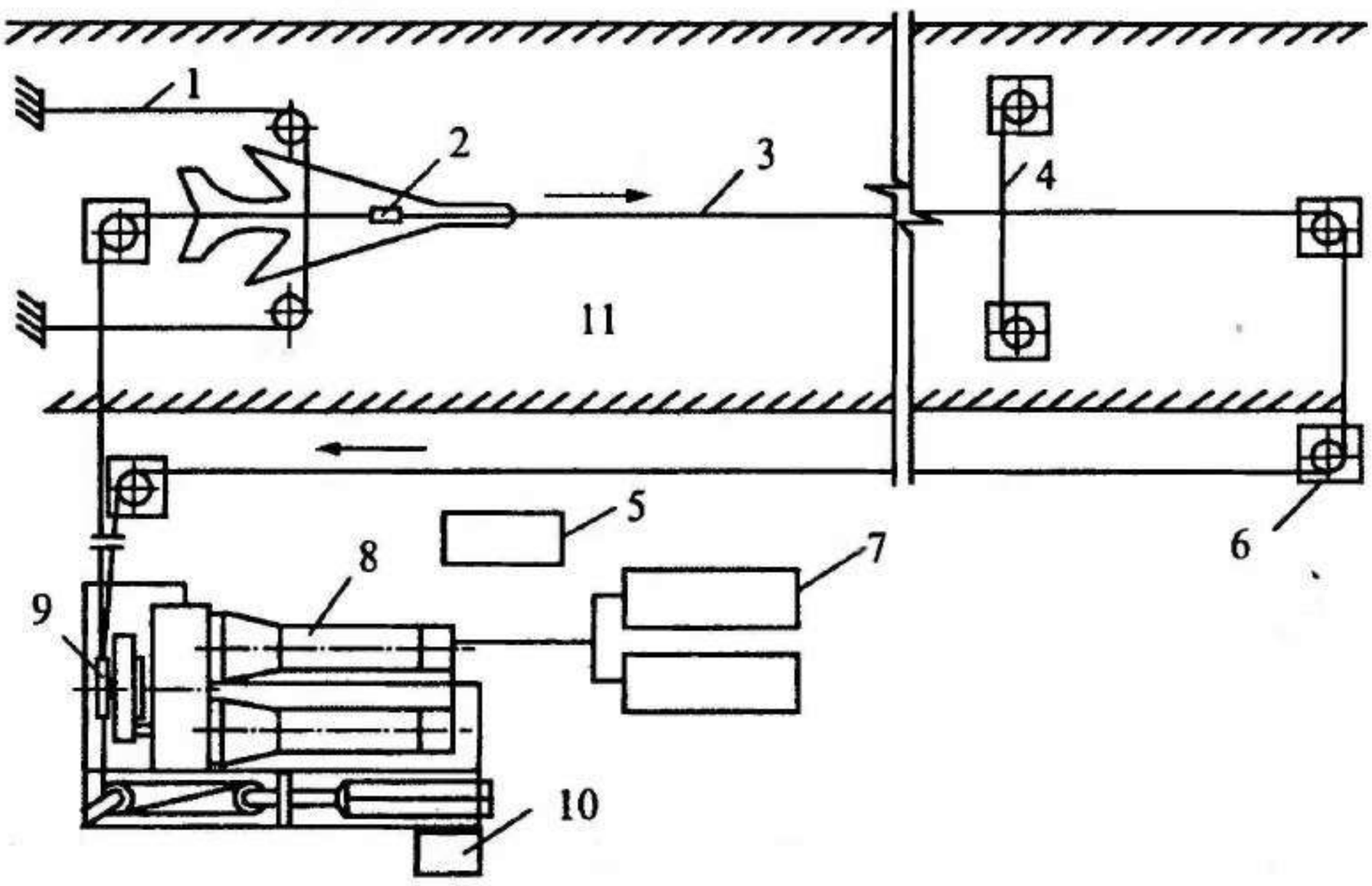


Рис. 1.10. Схема аэродромной катапульты:
1 – стопорное устройство; *2* – челнок; *3* – тросовая система; *4* – тормоз для челнока; *5* – пульт управления; *6* – отклоняющие блоки; *7* – резервуары с горючим; *8* – силовая установка; *9* – канатоведущий шкив; *10* – система натяжения троса; *11* – взлётная полоса

Запуск самолёта производится при помощи стального каната диаметром 31,8 мм, длиной 1400 м. Канат запасован в петлю и приводится в движение при помощи шкива, приводящегося во вращение двумя турбореактивными двигателями. Специальные тормозные устройства удерживают самолёт и канат до тех пор, пока двигатели самолёта и привода каната наберут максимальные обороты. После этого тормоза отключаются, и система приходит в движение. Скорость движения каната в катапульте достигает 100 м/с.

Общие требования к канатам АФ и АК могут быть сформулированы следующим образом: высокая прочность при минимально возможных диаметре и линейной плотности; гибкость и износостойкость при работе на гаке; сохранение работоспособности при нагружении с запасом прочности 1,5 – 2,0; устойчивость к ударным воздействиям; структурная устойчивость при деформациях кручения

в многократном полиспасте; способность работать на блоках при скорости движения до 100 м/с; повышенные демпфирующие свойства; коррозионная стойкость при работе в морских условиях.

Описание работы канатов в АФ и АК приведено здесь для характеристики мирового уровня требований к канатам специального назначения, который намного выше требований к канатам общепромышленного назначения.

5. Типовые повреждения стальных канатов

В зависимости от условий эксплуатации стальные канаты испытывают разные виды износа отдельных проволок, а также нарушения структуры.

Правилами [59] установлены количественные нормы браковки стальных канатов по числу оборванных проволок, поверхностному износу или коррозии, а также по обрыву пряди или сердечника, уменьшению диаметра или площади металлического сечения. На практике встречаются также другие повреждения канатов, требующие усиленного внимания или даже его браковки во избежание аварии. Описания этих повреждений также имеется в Правилах.

Для сравнения приведем описание структурных повреждений канатов из германского стандарта DIN 15020 (Основные правила для канатных приводов).

На рис. 1.11,*а* показана винтообразная деформация каната в виде штопора, возникающая чаще всего вследствие неравномерного натяжения прядей при свивке каната. Стандарт DIN 15020 предписывает браковку каната, если деформация каната достигает по величине трети диаметра и более $\left(x \geq \frac{1}{3} d \right)$. Замер производят без груза, но при этом вес грузовой подвески не должен превышать 30% номинальной грузоподъёмности крана.

Помимо технологических причин, к возникновению штопора приводит несимметричное растяжение каната в процессе эксплуатации, которое имеется практически всегда на переходных участках у блоков и других, взаимодействующих с канатом деталей. Поэтому ниже (см. гл. V) приведено теоретическое описание этого явления.

Отслоение наружных прядей или проволок – фонарение (рис. 1.11, *б*) наблюдается в многослойных канатах и свидетельствует о появлении сжимающих усилий в наружном слое и перегрузке сердечника. Причину этого явления практически всегда следует искать в ошибках проектирования каната для данных условий или нарушении правил его эксплуатации. Например, при плотной свивке наружного слоя и несимметричном цикле нагружения каната при работе на блоках происходит перетягивание сердечника в одну сторону с образованием фонаря. Расслабление наружных элементов часто накапливается вблизи анкерных устройств. Фонарь может возникать ещё и как следствие раскручивания каната при подготовке к эксплуатации. При наличии фонаря канат рекомендуется отбраковать.

На рис. 1.11, *в* показан выход из каната проволок при работе на блоках вследствие ошибки проектирования или неправильного применения каната. При существенном нарушении структуры каната вследствие петлеобразования проволок канат рекомендуется отбраковать.

Разрыхление наружного слоя проволок или прядей (рис. 1.11, *г*), при котором они становятся легко подвижны, приводит к перегрузке остальных проволок. Если разрыхление произошло вследствие износа или коррозии проволок, то канат рекомендуется заменить. В других случаях требуется повышенное внимание к дальнейшей эксплуатации каната.

Местное утолщение каната (рис. 1.11, *д*) наблюдается при наличии утолщения сердечника, что может служить причиной ускоренного износа прядей. Например, отмечен случай аварийного износа импортного каната в канавке канатоведущего шкива лифта Останкинской телебашни, причиной которого было утолщение органического сердечника вследствие соединения его концов внакладку. При сильно выраженном местном утолщении каната его рекомендуется отбраковать.

Затяжка одной или нескольких прядей (рис. 1.11, *е*) может происходить при малом диаметре сердечника, его износе или разрушении. Например, такой случай имел место на плавкране "Богатырь" вследствие износа органического сердечника грузового каната (ГОСТ 3079-66) диаметром 52 мм в результате длительной (19 лет) эксплуатации каната. Особенно тщательно следует проверять участки каната, прилегающие к анкерным устройствам, где затяжка бывает трудно различима. Нарушение структуры каната в виде затяжки приводит к резкому перераспределению нагрузок между его элементами, поэтому при достаточно выраженной затяжке канат следует заменить.

Раздавливание каната (рис. 1.11, *жс*) случается как следствие нарушения правил эксплуатации. Местное раздавливание приводит в последующем к усиленному износу проволок, поэтому требуется повышенное внимание к канату при дальнейшей эксплуатации.

Колышка (рис. 1.11, *з*) образуется при затяжке петли в результате нарушения правил подготовки каната к работе и является безусловным основанием для отбраковки.

Канат должен быть отбракован также и в случае его резкого излома (рис. 1.11, *и*) в результате перегиба на элементах конструкции или других посторонних воздействий.

Приведенные структурные дефекты по DIN 15020 являются типовыми. Однако, строго говоря, при их оценке технический персонал должен руководствоваться нормами, действующими на данной территории (в Украине – Правилами [59]).

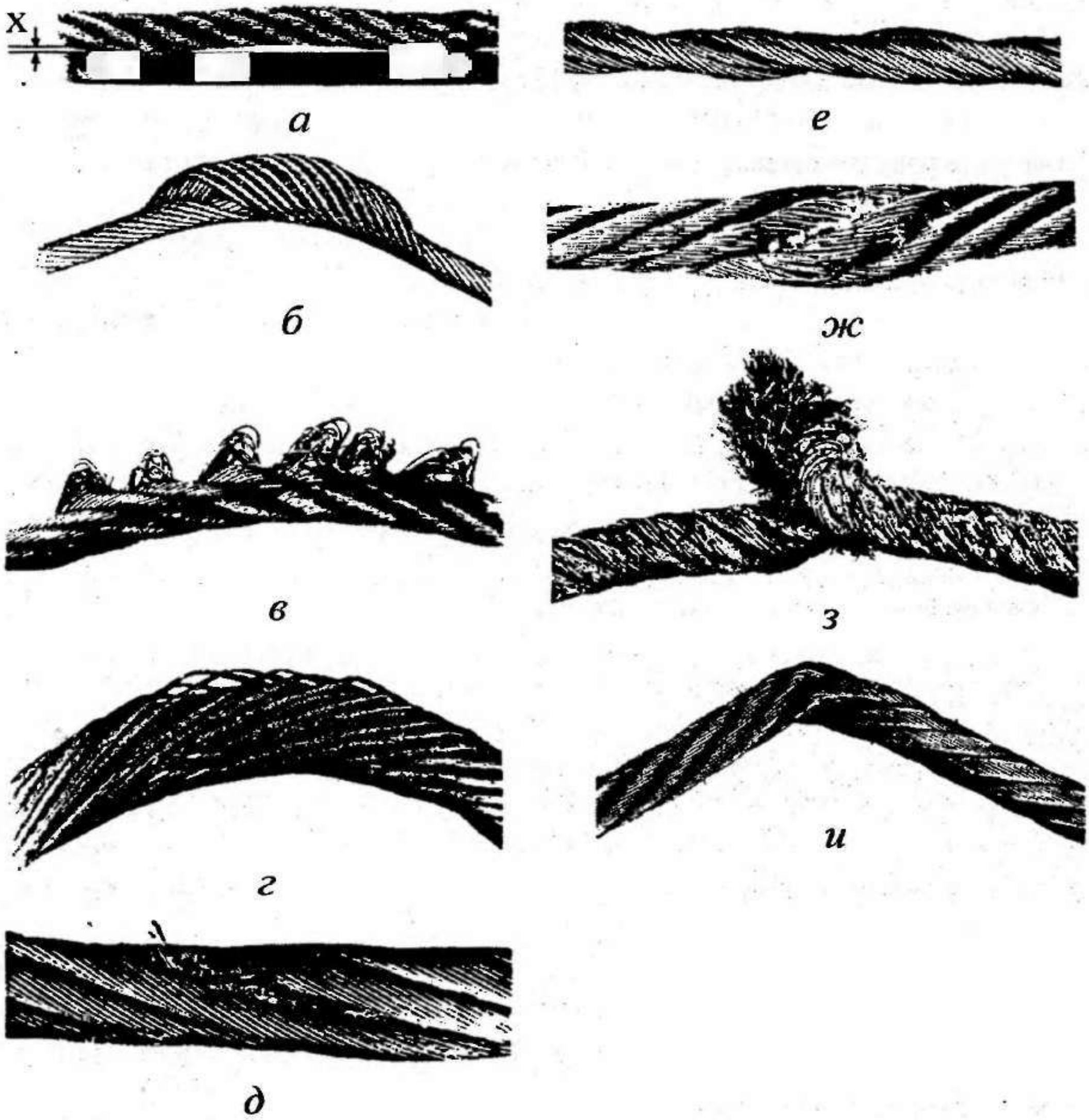


Рис. 1.11. Типовые повреждения канатов:
а **– штопор;** ***б*** **– фонарь;** ***в*** **– петлеобразный выход проволок;** ***г*** **– разрыхление слоя проволок или прядей;** ***д*** **– местное утолщение каната;** ***е*** **– затяжка одной или нескольких прядей;** ***ж*** **– раздавливание каната;** ***з*** **– колышка;** ***и*** **– излом**

Глава II. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Цель геометрического расчёта каната заключается в определении диаметров проволок и прядей, а также радиусов, углов и шагов их свивки, исходя из заданного диаметра и конструкции каната. Правильное геометрическое построение прядей и канатов имеет большое значение для их работоспособности, поэтому ему уделяли внимание многие отечественные и зарубежные исследователи с самого начала развития сталепроволочно-канатного производства. При этом преобладали трудоёмкие и не очень точные графо-аналитические методы, на основе которых составлялись таблицы и номограммы. Собственно, на основе этих методов и сформировались таблицы стандартов на канаты стальные.

Из аналитических методов наибольшего внимания заслуживают методы Д.Г. Житкова и М.Ф. Глушко, в первом из которых рассматривается сечение пряди, перпендикулярное её оси, в котором сечения проволок близки к эллипсам, а во втором – сечение, перпендикулярное оси свитой проволоки, и контакт круглых сечений соседних проволок.

За рубежом широко используется методика Д.Г. Житкова [31], хотя методика М.Ф. Глушко [6] предпочтительна, так как она дает систему уравнений взаимного контакта всех проволок в сечениях прядей сложных конструкций, решение которых при помощи компьютера не представляет больших трудностей. Поэтому в основу настоящего раздела положена теория геометрического расчета М.Ф. Глушко.

Геометрический расчет необходим не только при конструировании новых канатов, но также и для анализа существующих конструкций, которые зачастую оказываются спроектированными нерационально. В частности, многие стандартные канаты спроектированы исходя из концепции плотной свивки, которая не является оптимальной для канатов, работающих на блоках.

1. Плотный контакт проволок

Основу аналитического аппарата составляет система синтезирующих уравнений линейного контакта i-й и k–й проволок [6], полученная при помощи расчётной схемы, приведенной на рис. 2.1,

$$\delta_{ik}^2 = \left(\frac{\delta_i + \delta_k}{2} \right)^2 = \Phi_{ik}, \qquad (2.1)$$

где $\Phi_{ik} = x_{ik}^2 + r_i^2 + r_k^2 - 2 r_i r_k \cos\varepsilon_{ik}$;

$x_{ik} = r_i tg\alpha_k \sin\varepsilon_{ik} = r_k tg\alpha_i \sin\varepsilon_{ik}$.

Вспомогательные уравнения:

$$r_i ctg\alpha_i = r_k ctg\alpha_k = \frac{h}{2\pi}; \qquad (2.2)$$

$$ctg\varepsilon_{ik} = (tg\alpha_i tg\alpha_k + \cos\lambda_{ik})/\sin\lambda_{ik}. \qquad (2.3)$$

Радиус и угол наклона линии контакта между проволоками

$$r_{ik} = \sqrt{(r_i\delta_k)^2 + (r_k\delta_i)^2 + 2\delta_i\delta_k r_i r_k \cos\varepsilon_{ik}}\,/(\delta_i + \delta_k);$$

$$tg\alpha_{ik} = 2\pi r_{ik}/h.$$

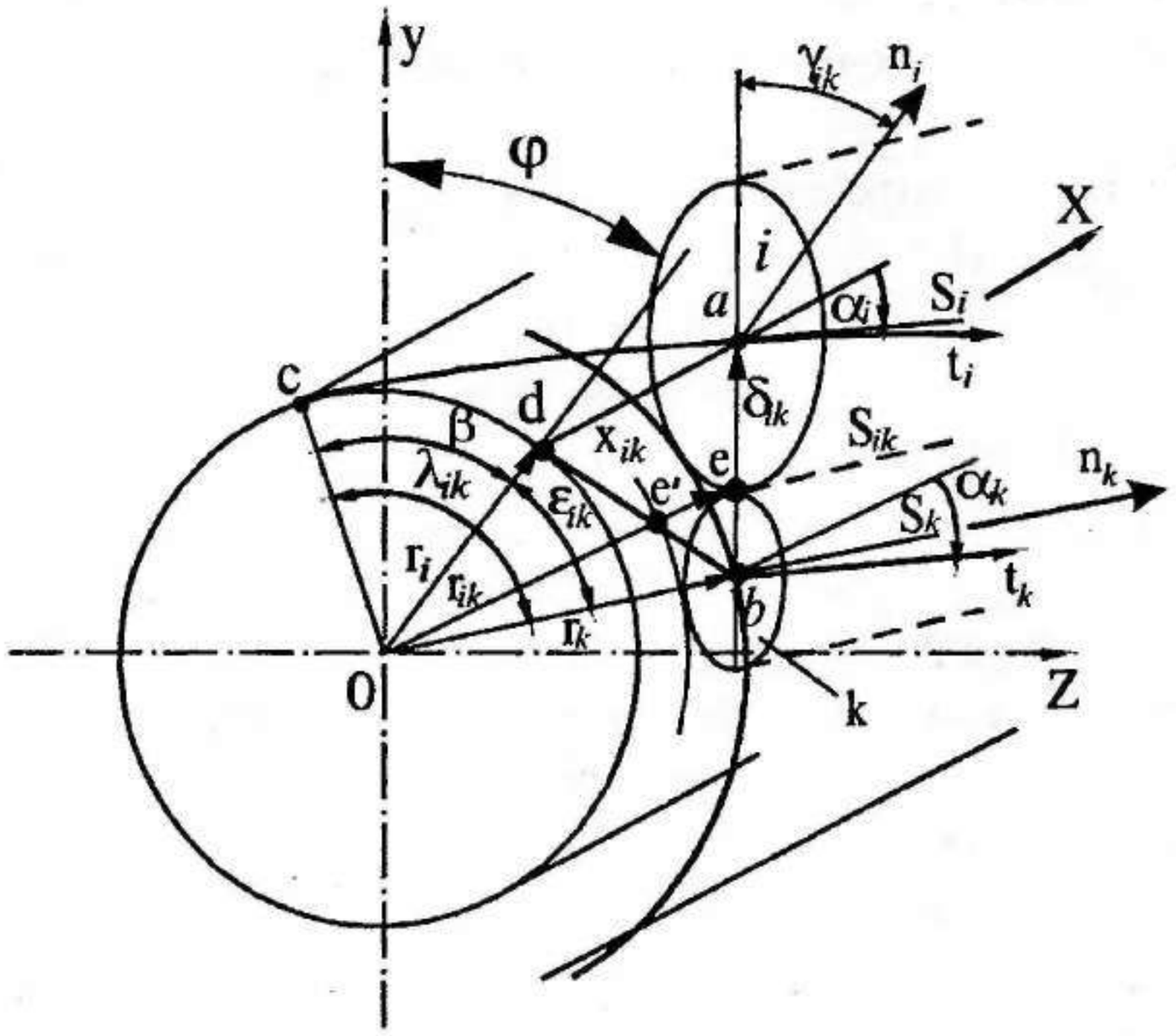


Рис. 2.1. Расчётная схема линейного контакта проволок в пряди

Контакт соседних проволок в одном слое называется собственным тангенциальным контактом, контакт слоя проволок с центральной проволокой или точечный контакт с металлическим сердечником – нормальным, а линейный контакт проволок разных слоёв – смежным. В отдельных случаях смежный контакт может быть нормальным, например, для тонкой проволоки наружного слоя в прядях конструкции 1+ n + n/n.

Для собственного тангенциального контакта в слое из *m* одинаковых проволок индексы в уравнениях (2.1) – (2.3) опускаются и синтезирующее уравнение имеет вид [6]

$$\delta = 2r\xi, \qquad (2.4)$$

где $\xi = \sin\Delta\sqrt{1+\cos^2\Delta tg^2\alpha}$; $ctg2\Delta = (tg^2\alpha + \cos\lambda)/\sin\lambda$; $\lambda = 2\pi/m$.

Внешний и внутренний диаметры слоя проволок

$$d = 2r + \delta; \quad d_в = 2r - \delta. \qquad (2.5)$$

В результате получено

$$r = \frac{d}{2(1+\xi)} = \frac{d_в}{2(1-\xi)}; \qquad (2.6)$$

$$\delta = \frac{\xi}{1+\xi} d = \frac{\xi}{1-\xi} d_в . \qquad (2.7)$$

Прядь ТК. Проволоки в слое имеют собственный тангенциальный контакт и нормальный контакт со смежными слоями или сердечником (рис. 2.2).

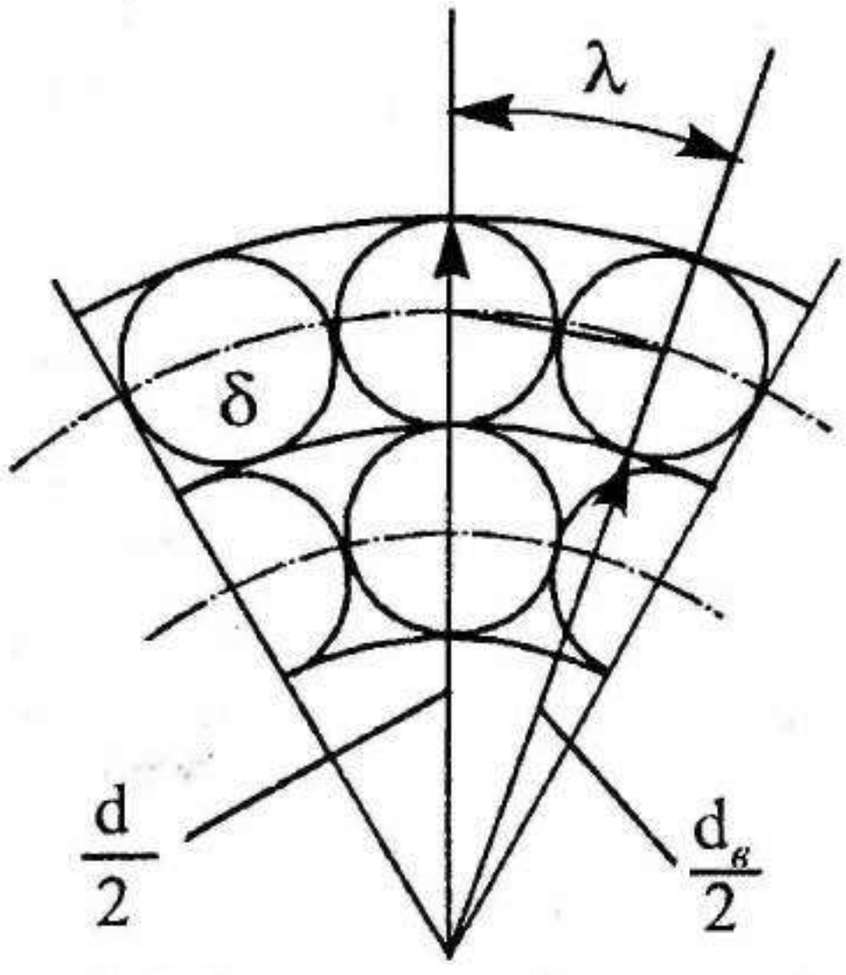


Рис. 2.2. Схема к расчёту пряди ТК

Исходными для расчёта являются наружный d или внутренний $d_в$ диаметры слоя, число проволок m, угол α или кратность k свивки. Уравнения (2.1) – (2.3) составляются для каждого слоя в отдельности и имеют следующий вид[14]

$$\delta = \eta d = \frac{\eta}{1-2\eta} d_в , \qquad (2.8)$$

где $$\eta = \frac{\xi}{1+\xi};$$

$$\xi = \frac{1}{2}\sqrt{2(1-\cos\varepsilon)+\sin^2\varepsilon \ \ tg^2\alpha} = \frac{1}{2}\sqrt{2(1-\cos\varepsilon)+\pi^2 \sin^2\varepsilon / \left[k^2(1+\xi)^2\right]};$$

$$\varepsilon = \lambda - \sin\varepsilon \mathrm{tg}^2\alpha = \lambda - \pi^2 \sin\varepsilon / \left[k^2(1+\xi)\right].$$

В табл. 2.1 приведены результаты расчёта методом последовательных приближений параметра η [14].

Если задан диаметр проволоки δ, а также их число и кратность свивки, то по табличному значению η из формулы (2.8) находим наружный и внутренний диаметры слоя проволок.

Таблица 2.1

Значения параметра η

m	η при k					
	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0
3	0,46139	0,46212	0,46256	0,46288	0,46310	0,46325
4	0,40811	0,40976	0,41076	0,41144	0,41194	0,41231
5	0,36149	0,36379	0,36530	0,36630	0,36696	0,36753
6	0,32296	0,32564	0,32737	0,32857	0,32947	0,33006
7	0,29108	0,29405	0,29603	0,29729	0,29831	0,29899
8	0,26456	0,26771	0,26978	0,27117	0,27218	0,27293
9	0,24234	0,24548	0,24757	0,24908	0,25004	0,25085
10	0,22332	0,22652	0,22861	0,23007	0,23123	0,23196
11	0,20716	0,21021	0,21241	0,21380	0,21487	0,21578
12	0,19304	0,19607	0,19820	0,19965	0,20077	0,20156
14	0,16977	0,17266	0,17477	0,17616	0,17719	0,17804
15	0,16006	0,16304	0,16503	0,16645	0,16733	0,16821
16	0,15143	0,15429	0,15615	0,15761	0,15851	0,15941
18	0,13661	0,13939	0,14113	0,14246	0,14341	0,14417
24	0,10562	0,10799	0,10947	0,11071	0,11153	0,11214

После расчёта одного слоя проволок приступают к расчёту смежного слоя, учитывая, что внутренний диаметр наружного слоя является одновременно наружным диаметром внутреннего слоя и наоборот.

Если задан угол свивки α, то табл. 2.1 можно воспользоваться с учётом соотношения $tg\alpha = \pi / [k(1+\xi)]$.

Прядь ЛК-О ("Сил"), рис 2.3. В этом случае имеется тангенциальный контакт в первом и втором слоях и смежный контакт каждой проволоки одного слоя с двумя проволоками второго слоя. Для каждого из них составляют уравнения (2.1) – (2.3). В результате имеем: два уравнения для тангенциального контакта

$$\delta_i = \eta_i d_i, \; i = 1, 2, \qquad (2.9)$$

где $\eta_i = \dfrac{\xi_i}{1+\xi_i}$; $\xi_i = \dfrac{1}{2}\sqrt{2(1-\cos\varepsilon_i)+\sin^2\varepsilon_i tg\alpha_i}$;

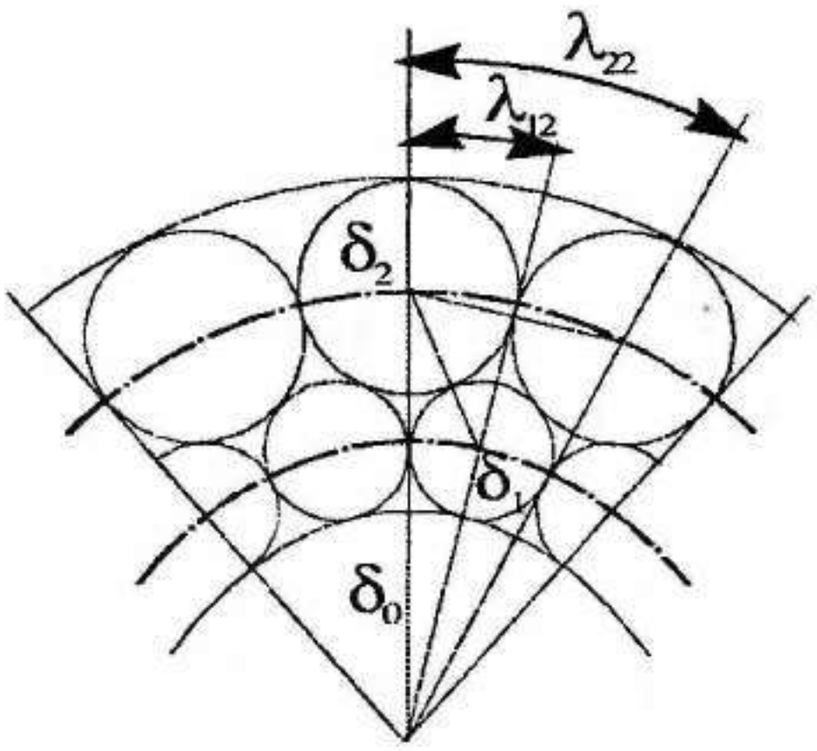


Рис. 2.3. Схема к расчёту пряди ЛК-О

уравнение смежного контакта

$$(\delta_1+\delta_2)^2 = 4\left(r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos\varepsilon_{12} + \right.$$

$$\left. + r_2^2 tg^2\alpha_1 \sin^2\varepsilon_{12}\right); \qquad (2.10)$$

$$\varepsilon_{12} = \lambda_{12} - \sin\varepsilon_{12} tg\alpha_1 tg\alpha_2 .$$

Дополнительное условие

$$tg\alpha_2 = \frac{r_2}{r_1} tg\alpha_1 . \qquad (2.11)$$

Сначала из уравнения (2.9) определяют диаметр проволоки наружного слоя δ_2 и $r_2 = \frac{1}{2}(d - \delta_2)$, затем, решая совместно (2.9)–(2.11), находят δ_1, r_1, α_1.

Прядь ЛК-Р ("Варрингтон"), рис. 2.4. В наружном слое этой пряди содержатся проволоки разных диаметров δ_2 и δ_3 линейно контактирующие между собой и с проволоками внутреннего слоя δ_1. Проволоки δ_2 и δ_3 имеют разные радиусы и углы свивки, поэтому в расчёте формально считаются принадлежащими разным слоям (смежный контакт).

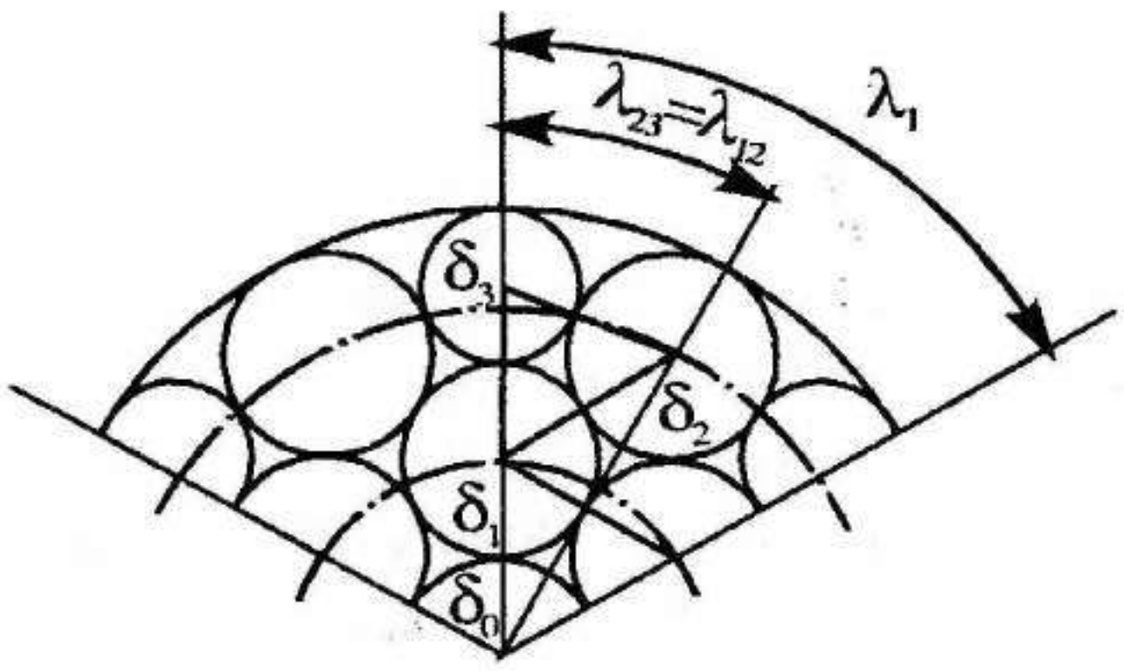


Рис. 2.4. Схема к расчёту пряди ЛК-Р

Синтезирующие уравнения для этой пряди следующие:

условие смежного контакта проволок δ_2 и δ_3

$$\Phi_{23} = \left(\frac{\delta_2 + \delta_3}{2}\right)^2;$$

условие смежного контакта проволок δ_1 и δ_2

$$\Phi_{12} = \left(\frac{\delta_1 + \delta_2}{2}\right)^2;$$

условие нормального контакта проволок δ_1 и δ_3

$$2r_1 + \delta_1 + 2\delta_3 = d .$$

Условие собственного тангенциального контакта проволок внутреннего слоя записывается идентично (2.9) с индексом 1.

Дополнительные условия

$$r_2 = \frac{1}{2}(d - \delta_2); \qquad r_3 = \frac{1}{2}(d - \delta_3).$$

Еще три уравнения имеем из формулы (2.2). Таким образом, получается

система из девяти уравнений для определения девяти неизвестных (три диаметра проволок, радиусы и углы их свивки).

<u>Прядь ЛК-РО ("Сил – Варрингтон").</u> Эта прядь получается из предыдущей нанесением ещё одного слоя проволок δ_4, поэтому её расчет представляет собой комбинацию приведенных выше уравнений.

Диаметр наружной проволоки δ_4 определяется уравнением (2.8) как для точечного касания. Затем расчёт ведётся по уравнениям для внутренней части (прядь ЛК-Р) с добавлением условий (2.1) смежного контакта проволок δ_2 и δ_3 с проволокой δ_4

$$\Phi_{24} = \left(\frac{\delta_2 + \delta_4}{2}\right)^2; \qquad \Phi_{34} = \left(\frac{\delta_3 + \delta_4}{2}\right)^2.$$

Ввиду трансцедентности расчёт по приведённым выше схемам проводят методом последовательных приближений с использованием компьютера. За нулевое приближение чаще всего принимают контакт проволок в несвитом пучке ($\alpha = 0$).

Заменив в приведенных выше уравнениях проволоки прядями, рассчитывают параметры канатов двойной свивки для случая плотного контакта между прядями.

2. Свивка проволок с зазорами

Многочисленные опытные данные и результаты исследований свидетельствуют о том, что для увеличения технического ресурса канатов, работающих на изгиб, их необходимо свивать с тангенциальными зазорами между проволоками в прядях и прядями в канате. Поэтому ведущие фирмы отказались от концепции плотной свивки и проектируют канаты с зазорами. Имеется настоятельная потребность в пересмотре с этих позиций и сортаментных таблиц отечественных стандартов, что способствовало бы повышению качества серийных канатов.

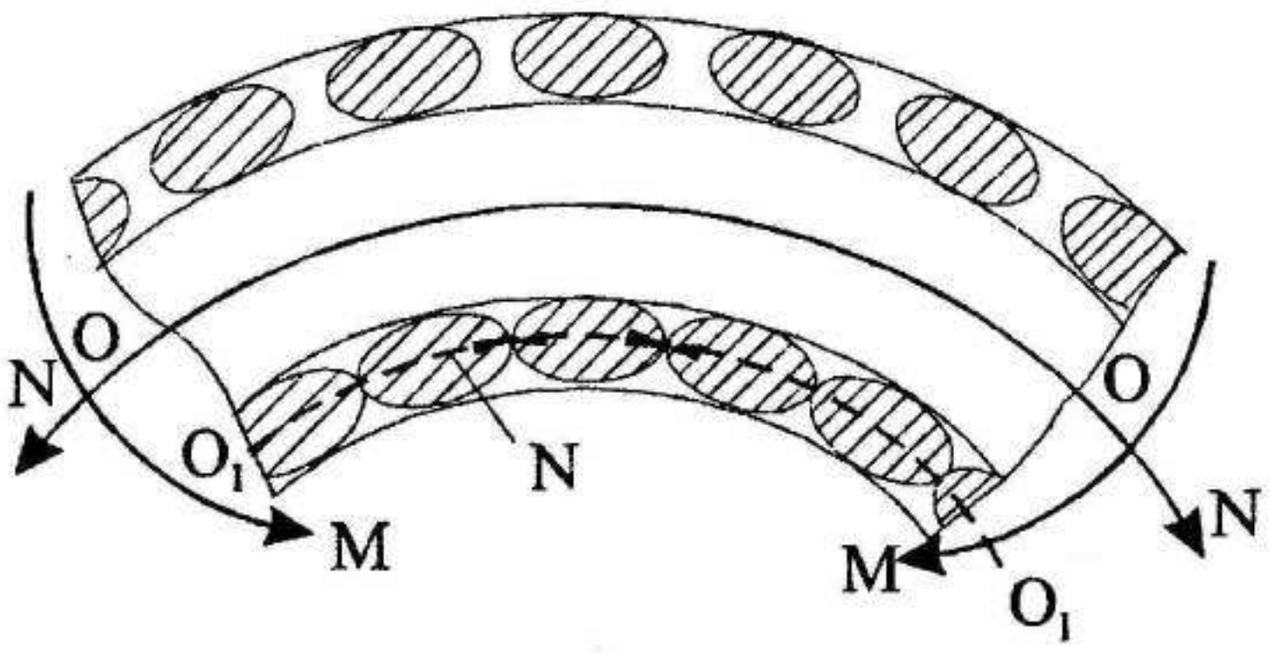


Рис. 2.5. Схема изгиба сомкнутого каната

Физический смысл полезности тангенциальных зазоров в канате достаточно прост. При изгибе каната (рис. 2.5) винтовые элементы на выпуклой стороне расходятся, а на вогнутой, наоборот – сближаются и при отсутствии доста-

точных зазоров вступают в тангенциальный контакт. Возникающие при этом контактные напряжения отрицательно влияют на работоспособность каната. Кроме того, нейтральная ось 0 – 0 переходит в положение $0_1 - 0_1$, что эквивалентно резкому увеличению изгибной жёсткости каната. При дальнейшем изгибе канат растягивается дополнительной силой N, равной контактной силе, что также отрицательно влияет на его работоспособность.

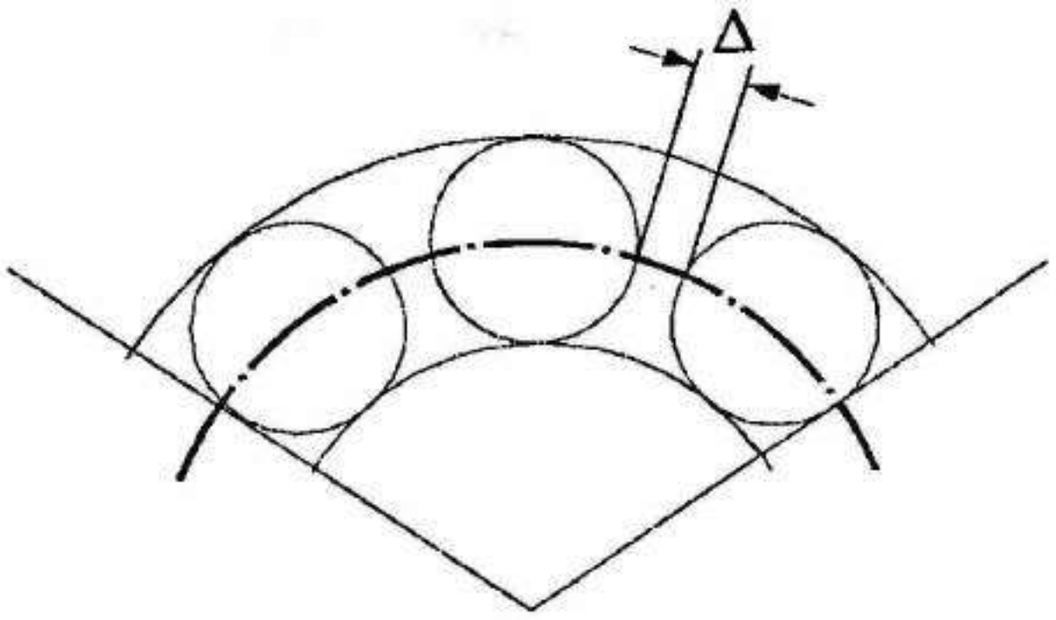


Рис. 2.6. Тангенциальные зазоры в канате

Для улучшения условий изгиба канат должен иметь тангенциальные зазоры между соседними проволоками и прядями (рис. 2.6). Критерии выбора величины зазоров могут быть различными в зависимости от условий работы каната. Во всяком случае следует стремиться к их оптимизации, так как с одной стороны они не должны допускать больших контактных давлений, а с другой – большие зазоры приводили бы к рыхлой структуре каната и уменьшению его прочности.

В работе [7], исходя из условия отсутствия контактных давлений, из чисто геометрических соображений получена следующая формула для определения зазоров между прядями в канате двойной свивки

$$\Delta = \frac{\mu}{1-\mu} d_{np} \quad ; \qquad \mu = \frac{r}{R} = \frac{2r}{d\left(1 + D/\mathrm{d}\right)} , \tag{2.12}$$

где d_{np} – диаметр пряди; r – радиус свивки пряди; R – радиус изгиба каната.

Например, для шестипрядного каната при D/d=20 из формулы (2.12) следует $\Delta \approx 0{,}033 d_{np}$.

При этой же исходной предпосылке, но уже с учётом нагрузки и механических свойств элементов каната в работе [9] получено

$$\Delta = \frac{\pi^2 d^2 + \lambda_1 h^2}{\pi D m} , \tag{2.13}$$

где $$\lambda_1 = \frac{\sigma F \mathrm{r}^2 + \left[EI\left(1 + \cos^2\alpha\right) - 2EI\cos^2\alpha - GI_p \sin^2\alpha\right]\sin^2\alpha}{\sigma F \mathrm{r}^2 + \left[4EI\cos^2\alpha + EI\left(1 + \cos^2\alpha\right) - GI_p \cos 2\alpha\right]\sin^2\alpha} ,$$

σ – среднее напряжение растяжения; F – площадь поперечного сечения; EI и GI_p – изгибная и крутильная жёсткости винтового элемента каната. Формула (2.13) может применяться и к спиральным, и к канатам двойной свивки, однако во втором случае требуется определение жёсткостных параметров прядей. В источнике [9] λ записана в виде, приемлемом и для канатов из фасонных элементов, например, для канатов закрытой конструкции.

Налагая условие, при котором контактная сила в зоне вогнутости долж-

на не превышать силу нормального контактного давления между прядью слоя и сердечником, в работе [41] на основе уточнённого по сравнению с [7] решения задачи даются рекомендации для шестипрядных канатов $\Delta = (0{,}022 \div 0{,}080) d_{пр}$, что реализуется при диаметре металлического сердечника $d_c = (1{,}12 \div 1{,}25) d_{пр}$. С учётом износа сердечника в процессе эксплуатации рекомендуются несколько увеличенные значения $\Delta = (0{,}040 \div 0{,}095) d_{пр}$ и $d_c = (1{,}16 \div 1{,}28) d_{пр}$.

В некоторых случаях зазоры не рассчитываются, а назначаются исходя из опыта или конструктивно-технологических соображений. Так, фирма "Тиссен Драт АГ" в прядях конструкции 1+7+7/7+14 рекомендует зазоры в слоях, отсчитывая от центра пряди на уровне 0,4; 0,9; 1,0 % от среднего диаметра проволоки в слое.

После определения требуемых зазоров из физических или других условий необходимо провести собственно геометрический расчёт каната, т.е. определить диаметры его элементов и параметры свивки.

В этом случае синтезирующие уравнения (2.1) имеют вид

$$\Phi_{ik} = \left(\frac{\delta_i + \delta_k}{2} + \Delta_{ik} \right)^2 , \qquad (2.14)$$

где Δ_{ik} – зазор между проволоками.

Заметим, что для смежного и нормального контакта обязательно следует добавить $\Delta_{ik} = 0$, принимая условие контакта в виде (2.1).

Вторая задача сводится к анализу имеющейся конструкции каната на наличие и величину зазоров. Методика решения задачи изложена в работе [81].

3. Компьютерный расчёт канатов

Использование персональных компьютеров дает новые возможности организации канатного производства. Одной из них является отказ от жёсткой регламентации диаметров проволок и параметров свивки таблицами стандартов и другими нормативными документами и переход к компьютерному расчёту каната непосредственно в процессе технологической подготовки производства.

Такой расчёт может быть построен в режиме синтеза для разработки новых конструкций канатов или в режиме анализа, позволяющего определять оптимальность построения пряди и каната из данного набора проволок.

Расчёт в режиме анализа, в принципе, должен стать обязательным элементом технологической подготовки производства. Технолог имеет возможность ввести в компьютер фактические, замеренные микрометром, диаметры проволок, кратности или углы свивки и получить на экране сечение каната с указанием фактического диаметра, величины зазоров, а при необходимости и рекомендации по улучшению геометрического построения (изменить диаметр центральной

проволоки, кратность свивки и т.п.). При такой постановке необходимость в указании диаметров проволок в сортаментных таблицах стандартов отпадает. Это соответствует прогрессивным тенденциям в зарубежной практике, например, в германских DIN диаметры проволок уже не приводятся.

По отношению к отечественным стандартам исключение диаметров проволок тем более было бы целесообразным, так как они построены на концепции плотной свивки и, как показывает анализ, во многих случаях дают не оптимальное построение прядей (имеются нормальные зазоры между слоями и отрицательные тангенциальные зазоры (натяги) в слоях проволок). Поэтому в новом проекте стандартов на канаты стальные, разработанном техническим комитетом Украины ТК 100, указания на диаметры проволок приведены только в качестве справочных.

По данным фирмы "Тиссен Драт АГ" построение канатов на основе компьютерного расчёта позволяет увеличить их работоспособность на блоках в несколько раз по сравнению с канатами из стандартного набора проволок. Аналогичные результаты получены и в ОНИОСК.

На рис. 2.7 и 2.8 приведены структурные схемы компьютерного расчёта пряди 1 + n + n в режимах синтеза и анализа.

В качестве примера приведём результаты анализа стандартной пряди 1+ 9 + 9 из каната по ГОСТ 3077-80 диаметром 12,0 мм. Диаметры проволок $\delta_0 = 1{,}05$ мм, $\delta_1 = 0{,}50$ мм, $\delta_2 = 0{,}95$ мм , кратность свивки k = 9,0. В результате расчёта получены: d = 3,8113 мм; $r_1 = 0.7550$ мм; $r_2 = 1{,}4306$ мм; $\alpha_1 = 8{,}0798°$; $\alpha_2 = 14{,}6846°$; зазоры: $\Delta_{22} = 0$; $\Delta_{11} = 0{,}0255$ мм; $\Delta_{12} = 0{,}0226$ мм; $\Delta_{10} = 0$.

Как видим, недостатком этой пряди является плотная свивка наружного слоя и наличие радиального зазора между внутренним и наружным слоями проволок. Для оптимального построения пряди нужно изменить набор проволок, что также решается при помощи компьютера, но уже в режиме синтеза.

В ОНИОСК разработаны программы такого расчёта применительно ко всем наиболее распространённым конструкциям канатов. Несмотря на математическую сложность алгоритма (например для прядей типа ЛК-РО программа в режиме анализа решает систему 24 уравнений с 24 неизвестными), программы весьма просты в использовании, так как общение с оператором построено в диалоговом режиме.

Современный уровень требований предполагает применение компьютерного расчета или анализа геометрии на всех стадиях проктирования, изготовления и использования стальных канатов.

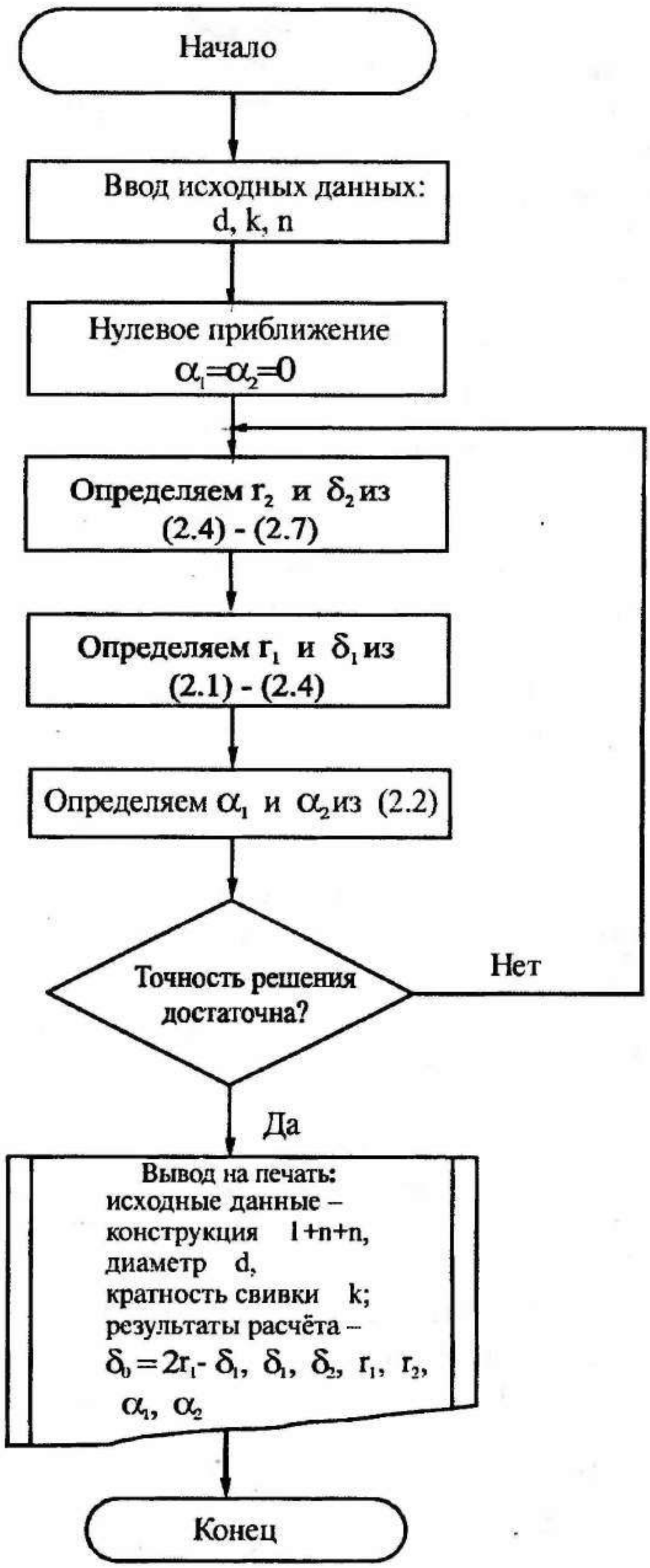


Рис. 2.7. Структурная схема расчёта каната в режиме синтеза

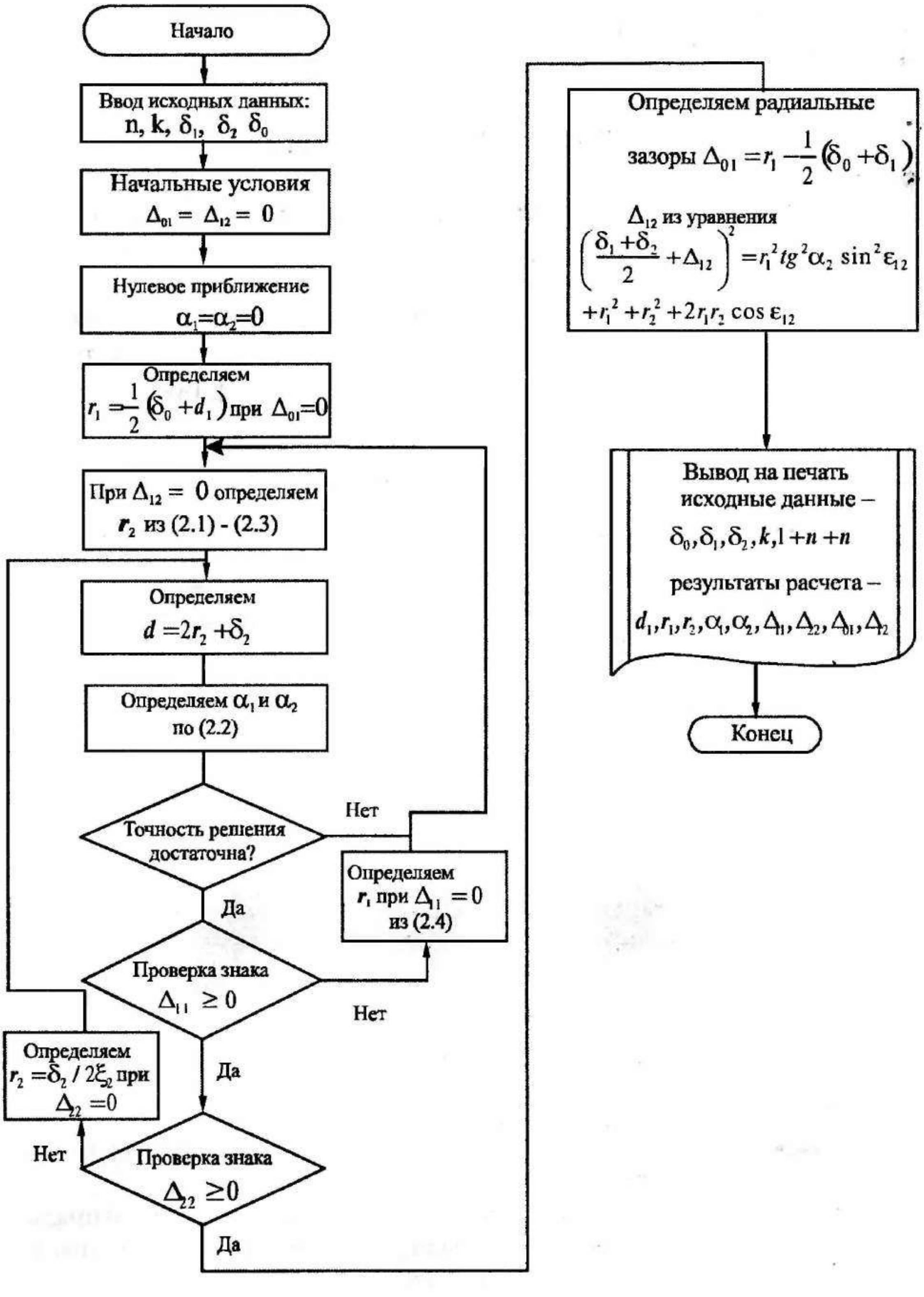


Рис. 2.8. Структурная схема расчёта каната в режиме анализа

Глава III. ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИЕМЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ

1. Пластическое обжатие и калибровка прядей

Канаты типа ПК и особенности их изготовления. Одним из наиболее эффективных технологических приёмов является круговое пластическое обжатие исходной круглопроволочной пряди, при котором проволоки деформируются, приобретая взаимно сопряжённые фасонные профили поперечных сечений (рис. 3.1.). При этом линейный контакт между проволоками преобразуется в полосовой, поэтому канаты из пластически обжатых прядей (рис. 3.2) имеют обозначение ПК и представляют собой следующую ступень в эволюции развития стальных канатов по сравнению с канатами ТК и ЛК. Обзор конструкций, принципов построения и способов изготовления канатов ПК содержится в работе [73].

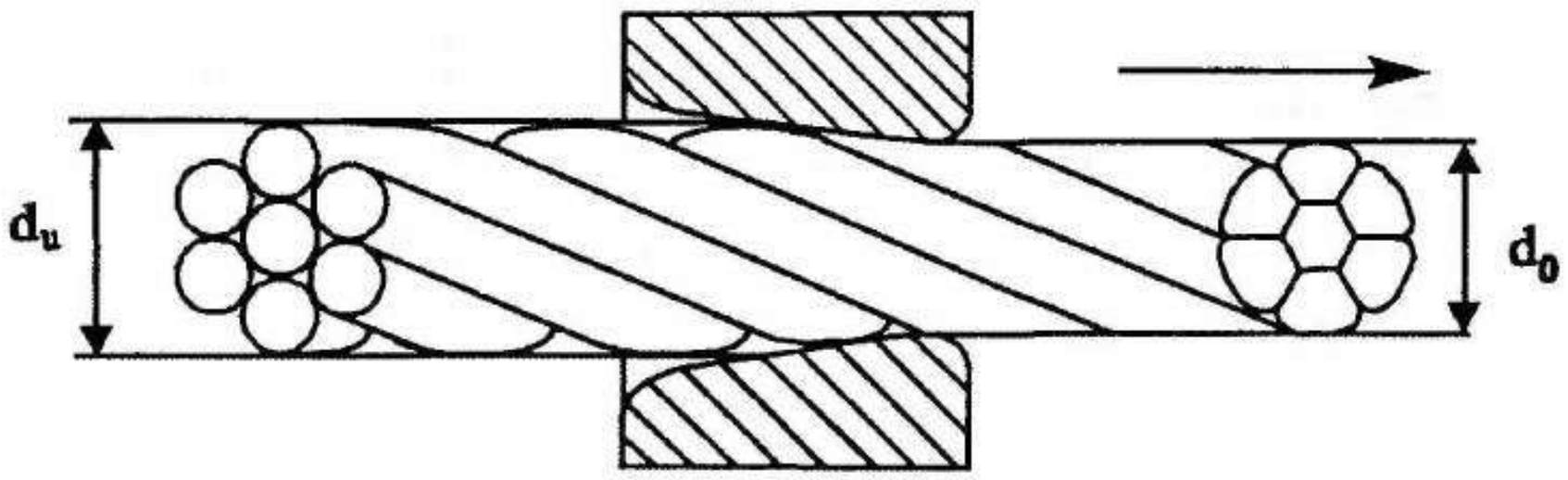


Рис. 3.1. Схема пластического обжатия пряди

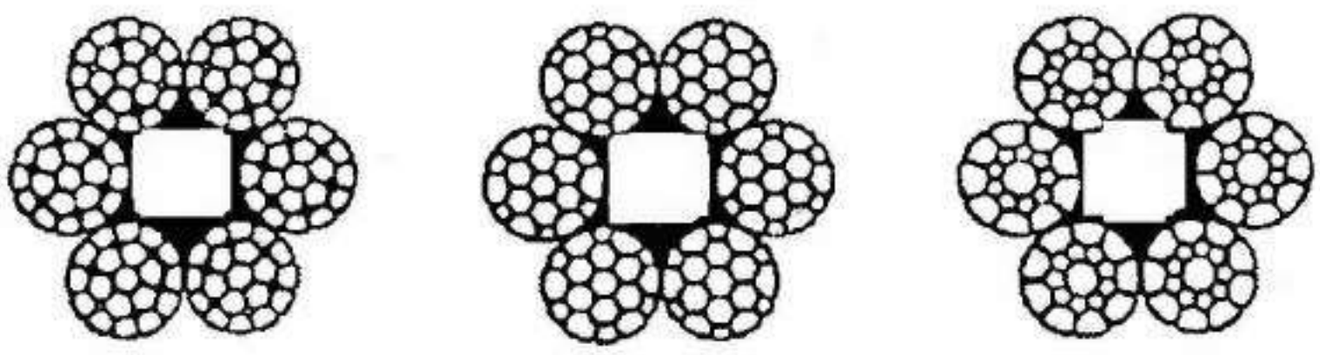


Рис. 3.2. Сечения канатов типа ПК

Достоинствами канатов ПК являются:

- большее заполнение сечения металлом и, как следствие, увеличение прочности на 5 – 10 % по сравнению с канатами ЛК такого же диаметра;
- уменьшение контактных напряжений на опорной поверхности пряди и повышение износостойкости и структурной устойчивости при поперечных нагрузках, например, при многослойной навивке;
- увеличение работоспособности в 1,5 и более раз в зависимости от условий эксплуатации.

Ввиду очевидных достоинств канаты типа ПК разных конструкций вы-

пускают многие ведущие фирмы под разными названиями, из которых наиболее известным является «Dyform».

Возможны различные технологические схемы изготовления пластически обжатых прядей, но практическое применение получила относительно простая схема обжатия пряди непосредственно на прядевьющей машине (рис. 3.3). В качестве обжимного инструмента для прядей малых диаметров (до 6 – 8 мм) применяют монолитные твердосплавные одинарные или сдвоенные волоки, а для прядей больших диаметров – роликовые волоки, устанавливаемые после свивальных плашек.

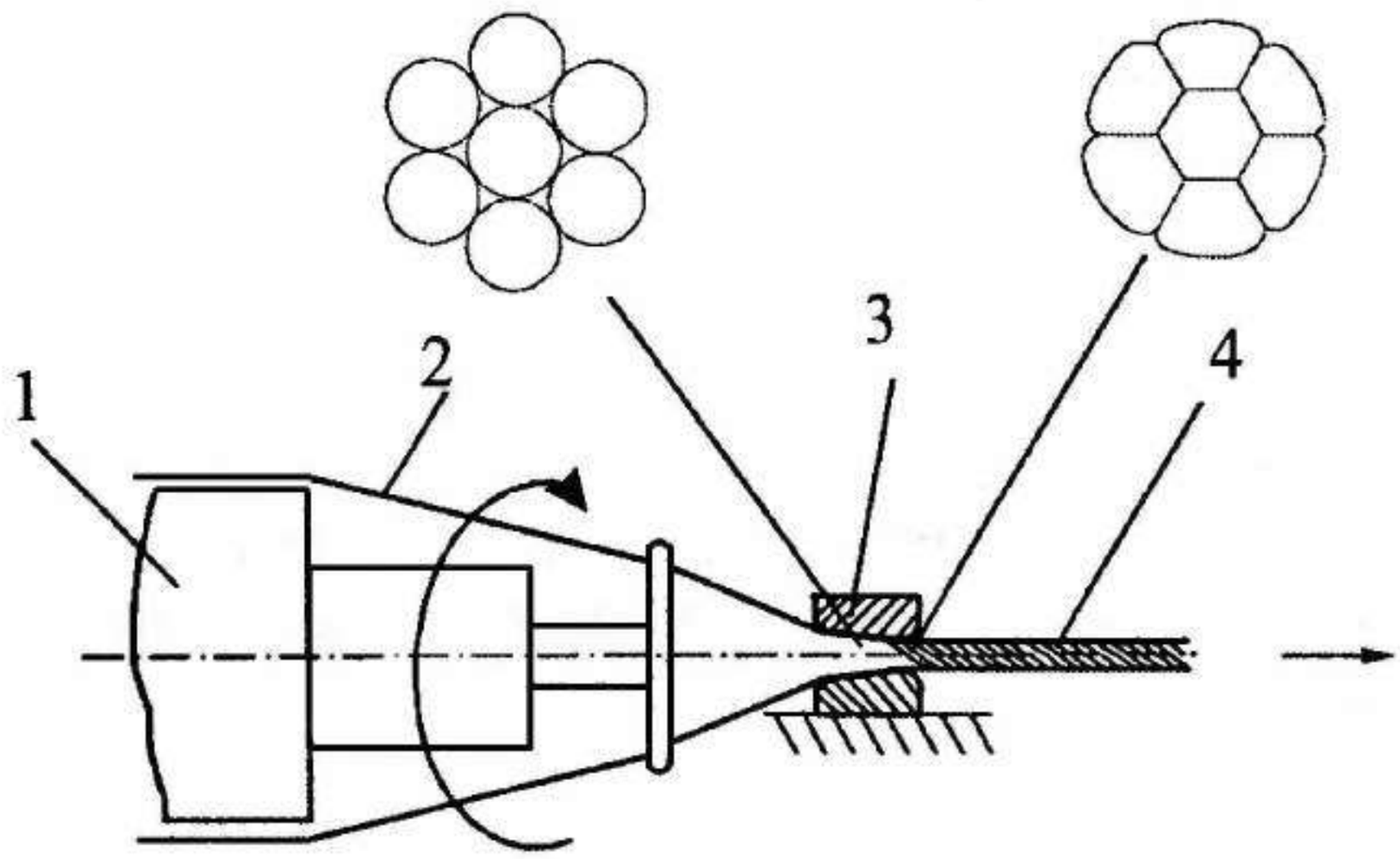


Рис. 3.3. Схема обжатия пряди на прядевьющей машине:
1 - ротор машины; *2* - проволока; *3* - обжимной инструмент; *4* - готовая прядь

В принципе, можно производить обжатие предварительно свитых прядей на отдельном стенде. Однако при этом приходится решать проблему сохранения структуры пряди из-за неизбежного отслаивания проволок перед обжимным инструментом. Известен только один промышленный стенд такого типа фирмы «British Ropes Ltd» [72].

В отечественной и зарубежной практике развитие технологии пластического обжатия прядей с самого начала строилось на стандартных конструкциях прядей ЛК. Однако операция пластического обжатия пряди, при которой все проволоки принудительно вписываются в заданный контур, позволяет снизить требования к точности построения исходной пряди. Используя эту особенность, в ОНИОСК под руководством проф. М.Ф. Глушко разработано оригинальное направление в конструировании прядей типа ПК, позволяющее упростить технологию их изготовления [29]. Например, исходную прядь 1+n+2n свивают в одну операцию из одинаковых проволок в слоях, получая некруглую прядь-заготовку, а затем её обжимают до круглого поперечного сечения (рис. 3.4).

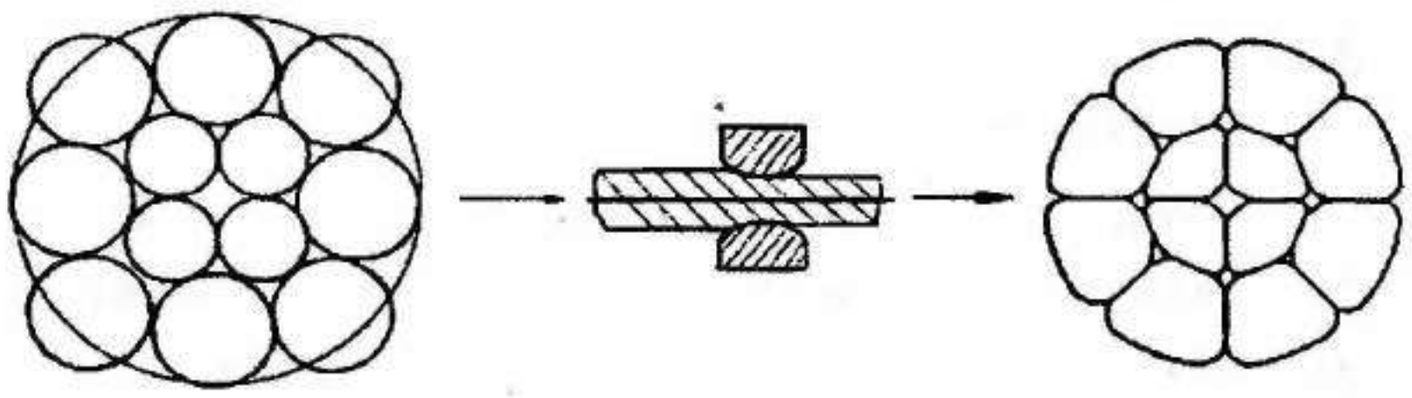


Рис. 3.4. Схема обжатия некруглой пряди-заготовки

В частности, на этой основе разработаны канаты ПК конструкций 6х12(0+4+8) + о.с. и 6х19(1+6+12) + о.с., хорошо зарекомендовавшие себя вместо канатов по ГОСТ 3077 на наклонном шахтном подъёме.

<u>Энерго-силовые параметры процесса обжатия пряди.</u> В зависимости от степени обжатия пряди процесс можно условно разделить на две фазы: I – при небольших степенях обжатия происходит формоизменение проволок за счет заполнения пустот, при этом деформация проволок имеет характер плющения без существенной вытяжки; II – после частичного заполнения пустот в сечении происходит волочение составной заготовки с существенной вытяжкой проволок.

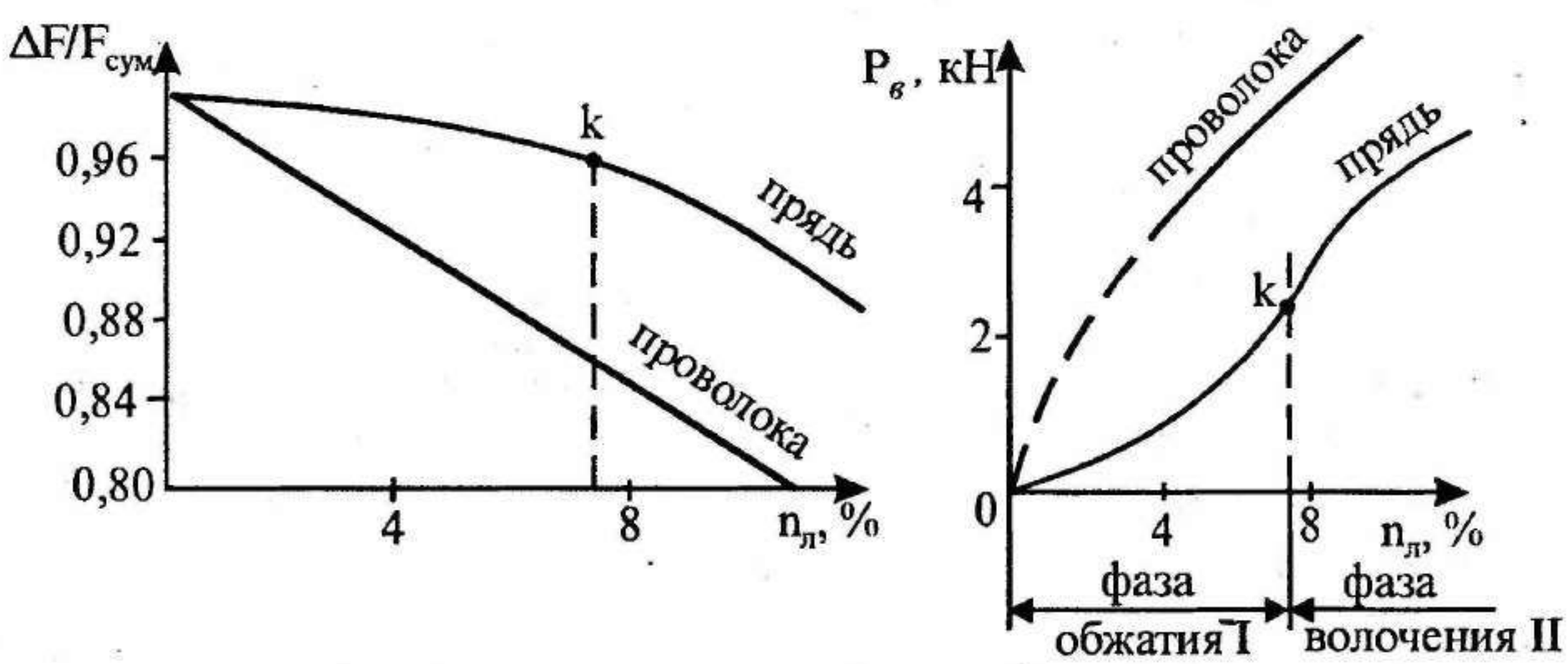


Рис. 3.5. Экспериментальные зависимости площади металлического сечения и усилия волочения от степени обжатия пряди

На рис. 3.5 приведены экспериментальные зависимости относительного уменьшения площади металлического сечения $\Delta F / F$ и усилия волочения $P_в$ от линейной степени обжатия ($n_л = \frac{d_u - d_o}{d_u} 100\%$, d_u и d_o – диаметры исходной и обжатой пряди) для пряди 1+6 диаметром $d_u = 4{,}27$ мм, $\sigma_в = 1130$ Н/мм².

Как видим, кривые имеют разный характер слева и справа от точки К, условно разделяющей I и II фазы процесса обжатия. Для сравнения на графике нанесены кривые для сплошной проволоки такого же исходного диаметра с $\sigma_в = 1110$ Н/мм^2.

Одним из основных технологических параметров является усилие волочения, которое тем более необходимо знать, если обжатие производится на прядевьющей машине, для которой эта нагрузка является дополнительной и может привести к перегрузке узлов и механизмов машины.

В первом приближении задача решена путем эмпирической корректировки известной формулы И.Л. Перлина для волочения проволоки

$$P_в = \sigma_в \frac{\omega+1}{\omega} F_o^{'}\left[1-\left(\frac{F_o^{'}}{F_u^{'}}\right)^{\omega}\right]\gamma_{ср} k_ш \approx \sigma_в(\omega+1)\mu_n \gamma_{ср} k_ш , \qquad (3.1)$$

где $F_o^{'}$ и $F_u^{'}$ – контурные площади сечения обжатой и исходной прядей (по описанным окружностям); $\gamma_{ср} = \cos^{-1}\frac{\gamma+\rho}{\gamma}$; γ – полуугол волоки; ρ – угол трения в рабочем канале волоки; $\omega = \cos^2\rho\left(1+\mu_n ctg\gamma^{'}\right)-1$; μ_n – приведенный коэффициент трения; $ctg\gamma^{'} = ctg\gamma + 2C\frac{d_u}{d_u - d_o}$ – приведенный полуугол волоки; $C = \frac{l_к}{d_o}$; $l_к$ – длина калибрующего пояска волоки; $k_ш = 1$ при нормальном шаге свивки; $1{,}0 < k_ш < 1{,}2$ при укороченном и $0{,}95 < k_ш < 1{,}0$ – при удлиненном шаге.

На рис 3.6 приведены экспериментальные и расчётные по (3.1) графики зависимости усилия волочения от степени обжатия нескольких прядей, параметры которых приведены в табл. 3.1.

В работе [44] получено аналитическое решение задачи.

Удельная (на единицу длины) работа, расходуемая на обжатие пряди

$$A = A_0 + A_{тр} , \qquad (3.2)$$

где A_0 – сумма работ деформации всех проволок; $A_{тр}$ – работа сил трения в очаге деформации.

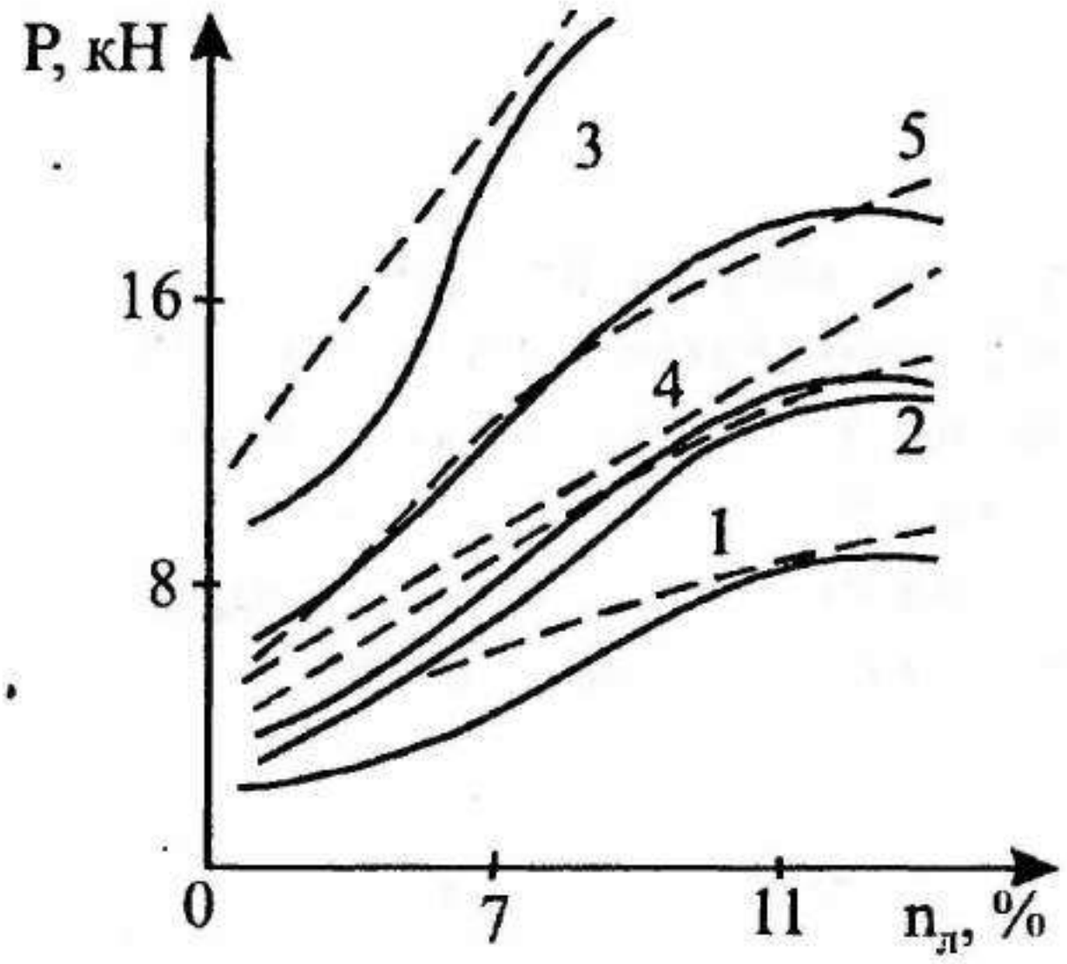


Рис. 3.6. Экспериментальные (сплошные линии) и расчётные (штриховые) зависимости усилия волочения от степени обжатия

Таблица 3.1.

Параметры опытных прядей

Параметры пряди	Номер кривой на рис. 3.6				
	1	2	3	4	5
Конструкция	1+6	1+6	1+6	1+6+6/6	1+6+6/6
$d_и$, мм	4,27	5,50	9,36	5,55	6,10
h, мм	38,2	49,1	82,5	52,0	54,9
$\sigma_в$, Н/мм^2	1860	1790	1500	1960	1920

Работа деформации определяется с использованием энергетического метода теории пластичности и условия пластичности Мизеса, пренебрегая вытяжкой проволок. Решение задачи начинается с подбора подходящих функций перемещений для каждой проволоки. Наиболее приемлемыми являются тригонометрические функции радиальных перемещений в виде

$$u = n_л r\left(a\cos C_1\varphi + b\cos C_2\varphi + \ldots\right), \qquad (3.3)$$

где a, b – параметры, характеризующие относительную деформацию проволоки; C_1, C_2 – числовые коэффициенты, позволяющие выделить симметричные компоненты деформации; r и φ – полярные координаты.

Практическая проверка показала, что функции (3.3) качественно отражают деформацию всех проволок обжимаемых прядей, причем в большин-

стве случаев оказывается достаточным одного-двух слагаемых. Принцип подбора такой функции ясен из рис. 3.7, на котором показано деформированное сечение проволоки слоя пряди 1+6 и разложение общей деформации на простые компоненты $u_1 = n_л a\cos 3\varphi$ и $u_2 = n_л b\cos 2\varphi$.

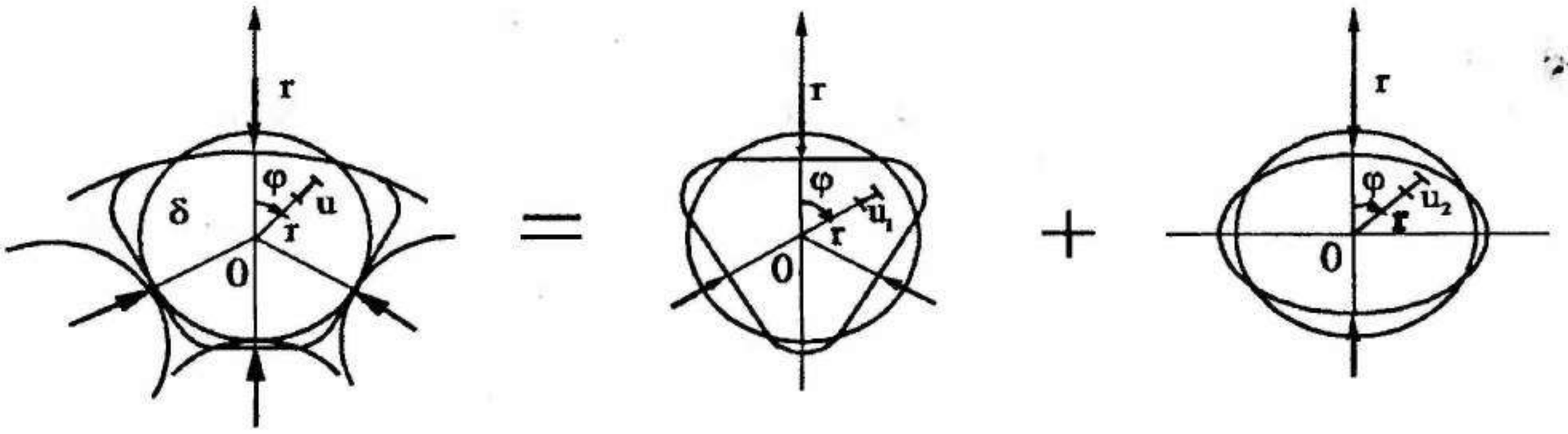


Рис. 3.7. Схема разложения деформации круглой проволоки в фасонный профиль на простые компоненты

Количественное решение зависит от величины параметров *a, b*,..., которые определяются методом подбора в соответствии с ожидаемым распределением перемещений в сечении проволок. При подборе функции (3.3) все проволоки обжимаемой пряди следует разбить на группы по форме и величине деформации. Такими группами являются слои проволок или одинаковые проволоки в слоях.

После подбора функций (3.3) расчёт ведётся по следующей методике:

1. Определяют компоненты деформаций и перемещений в сечении проволоки

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r};\quad \varepsilon_\varphi = -\varepsilon_r = \frac{u}{r} + \frac{\partial \mathrm{v}}{r\partial\varphi};\quad \mathrm{v} = \int (\varepsilon_r r - u)d\varphi;\quad \gamma_{r\varphi} = \frac{\partial u}{r\partial\varphi} + \frac{\partial \mathrm{v}}{\partial r} - \frac{\mathrm{v}}{r},$$

где ε_r и ε_φ – радиальная и окружная деформации; v – окружное перемещение; $\gamma_{r\varphi}$ – деформация сдвига.

2. Интенсивность деформации сдвига

$$\Gamma = \sqrt{4\varepsilon_r^2 + \gamma_{r\varphi}^2}\ .$$

3. Удельная работа деформации отдельной проволоки

$$A_{\partial i} = \tau_s \int_0^{2\pi} \partial\varphi \int_0^{\delta/2} \Gamma r dr\ .$$

где τ_s – предел пропорциональности при сдвиге.

4. Работа деформации слоя из n проволок

$$A_\partial^{сл} = nA_{\partial i}.$$

5. Работа деформации всей пряди

$$A_0 = \sum_0^m A_{0i}^{сл} = n_л d_u^2 \sum_0^m \frac{e_i \sigma_{вi}}{\cos\alpha_i}, \qquad (3.4)$$

где m – число слоёв, включая центральную проволоку; $\sigma_{вi}$ – предел прочности проволок i-го слоя; α_i – угол свивки проволок i-го слоя; e_i – коэффициент, обобщающий конструктивные особенности данного слоя.

В табл. 3.2 приведены параметры a, b, C_1, C_2 и коэффициенты e_i для некоторых конструкций прядей.

Работа трения в очаге деформации зависит от типа обжимного устройства и формы рабочего канала. Для монолитной волоки получено

$$A_{тр} = 0{,}785 \mu p \frac{d_u^3 n_л^2 (1 - n_л) k_{св}}{d_u - 2\sqrt{F_{сум}/\pi}} ctg\beta', \qquad (3.5)$$

где $\mu = 0{,}08 \div 0{,}12$ – коэффициент трения в рабочем канале, определён методом вращающейся волоки; $p = (1{,}20 \div 1{,}55)\sigma_в$ – удельное давление в рабочем канале; $k_{св} = 1{,}05 \div 1{,}20$ – коэффициент, учитывающий свивку наружных проволок.

Численно удельная работа равна усилию волочения, т. е.

$$P_в = A, \quad P_д = A_д, \quad P_{тр} = A_{тр}.$$

В итоге из формул (3.2), (3.4) и (3.5) получено усилие волочения пряди в монолитной волоке

$$P_в = P_д + P_{тр} = n_л d_u^2 \sum_0^m \frac{e_i \sigma_{вi}}{\cos\alpha_i} + 0{,}785 \mu p \frac{d_u^3 n_л^2 (1 - n_л)\ k_{св}}{d_u - 2\sqrt{F_{сум}/\pi}}\ ctg\beta'. \qquad (3.6)$$

Заметим, что формула (3.1) более применима ко II фазе обжатия, а формула (3.6) – к I фазе, что связано с принятыми исходными предпосылками.

Таблица 3.2.

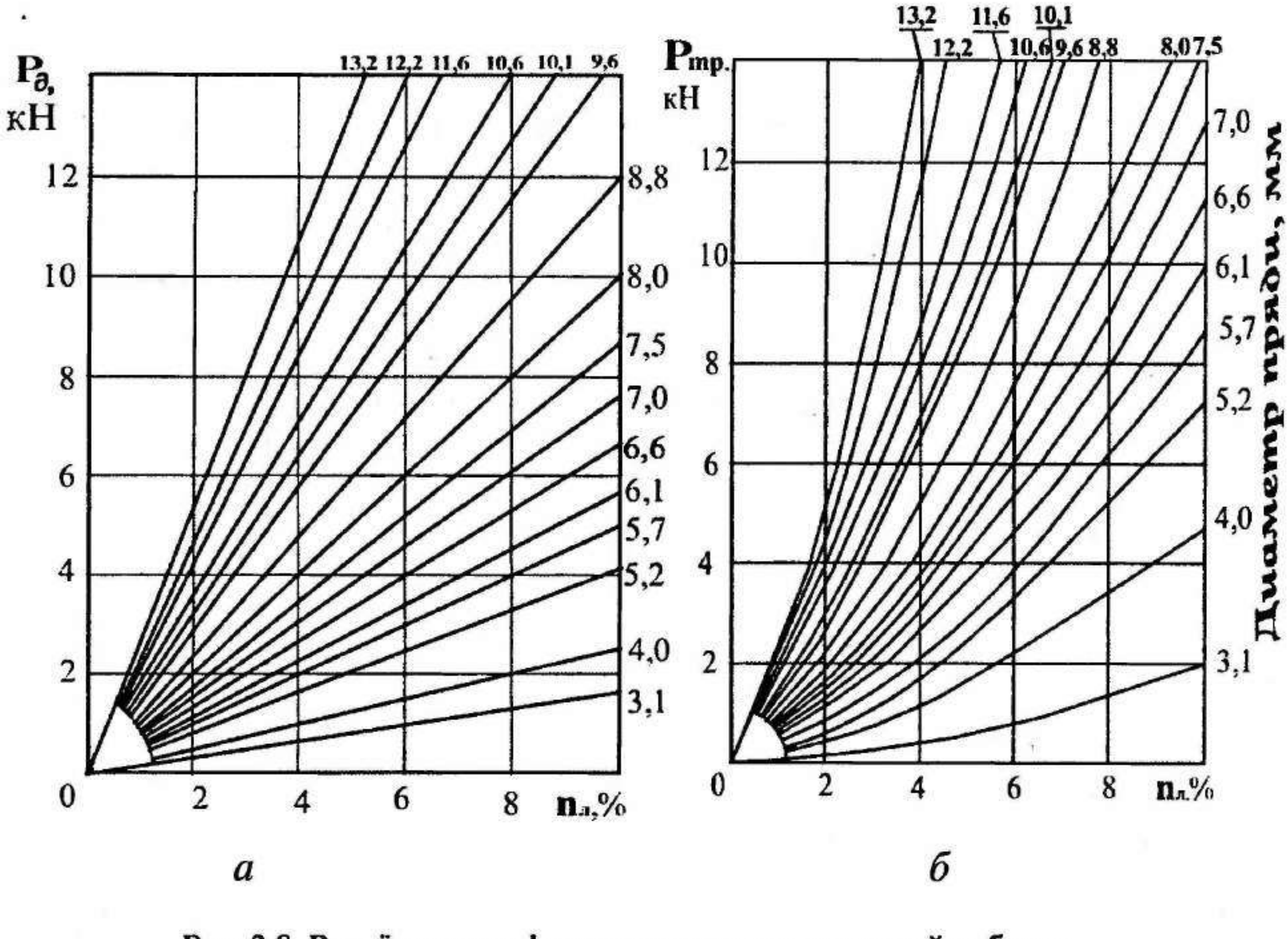
Значения параметров в формулах (3.3) и (3.4)

Тип пряди	*n*	Центральная проволока			I слой (наружный)					II слой (внутренний)		
		a	c_1	e_0	*a*	*в*	c_1	c_2	e_1	*a*	c_1	e_2
0+n	3	-	-	-	0,65	0,95	3	2	0,572	-	-	-
	4	-	-	-	0,90	0,60	3	2	0,646	-	-	-
	5	-	-	-	1,00	0,35	3	2	0,680	-	-	-
	6	-	-	-	1,00	0,00	3	-	0,650	-	-	-
1+n	6	0,75	6	0,137	1,05	0,45	3	2	0,702	-	-	-
	7	0,69	7	0,155	0,10	0,25	3	4	0,704	-	-	-
	8	0,65	8	0,168	1,09	0,44	3	4	0,695	-	-	-
	9	0,61	9	0,180	1,06	0,53	3	4	0,665	-	-	-
1+n+n	8	0,40	8	0,059	0,80	1,00	3	1	0,186	0,85	5	0,572
	9	0,39	9	0,081	0,70	1,00	3	1	0,219	0,89	5	0,477
1+n+ +n/n	6	0,38	6	0,031	1,09	0,44	3	4	0,200	0.97	6	0,448
					0.50	1,00	3	4	0.388			
	7	0,37	7	0,055	1,08	0,47	3	4	0,178	0,99	6	0,500
					1,33	-	1	-	0,337			
	9	0,34	9	0,115	1,06	0,53	3	4	0,155	1,05	6	0,564
					1,46	-	1	-	0,290			

Примечания. 1. Отсутствующие в таблице параметры в функции вида (3.3) равны нулю.

2. Для пряди 1+n+n/n в случае дроби в числителе указаны параметры для малой проволоки наружного слоя, а в знаменателе – для большой проволоки.

На рис. 3.8 приведены результаты расчёта компонент усилия волочения $P_э$ и $P_{тр}$ для пряди 1+6+6/6 при $\sigma_в$ = 1760 Н/мм².



а *б*

Рис. 3.8. Расчётные графики зависимости удельной работы деформации (*а*) и трения (*б*) от степени обжатия пряди 1+6+6/6

Влияние степени обжатия на свойства канатов, калибровка прядей.

В рамках данной работы мы пользуемся самой простой количественной характеристикой – линейной степенью обжатия $n_л$, представляющей собой относительное уменьшение диаметра пряди. В работах [30, 71] предложен ряд других показателей, отражающих уменьшение площади сечения пряди и учитывающих особенности прядей разных конструкций.

В работе [48] опытным путем исследована зависимость продольной жёсткости прядей от степени обжатия $n_л$. Установлено, что исходные новые пряди имеют жёсткость на 11 – 26 % меньше, чем следует из расчёта по методике [6]. Очевидно, это объясняется влиянием свивочных напряжений.

При небольших степенях обжатия жёсткость увеличивается и при $n_л$ =4 ÷8 % она имеет максимум, а при дальнейшем увеличении степеней обжатия жёсткость уменьшается, так как преобладает эффект уменьшения площади поперечного сечения (вытяжка) проволок. Наличие максимума продольной жёсткости прядей при $n_л$ = 4 ÷8 % следует учитывать при проектировании канатов из обжатых прядей.

В результате определения весовым методом площади поперечного сечения прядей получена эмпирическая формула для вытяжки

$$\bar{\mu} = 1 + \bar{\omega} \quad n_л^{\nu},$$

в которой параметры зависят от числа проволок следующим образом:

Число проволок в пряди.....	2	3	4	5	6	19
$\bar{\omega}$, $\times 10^{-4}$.....	5,6	3,4	7,5	5,2	5,1	58,4
ν.....	1,58	2,07	1,91	2,09	2,15	1,34

При конструировании канатов ПК и разработке технологического процесса возникает вопрос о назначении оптимальной степени обжатия. Решающее значение при этом имеют условия эксплуатации каната.

В тех случаях, когда главными требованиями являются прочность каната или износостойкость при абразивном износе, следует стремиться к наиболее полному заполнению прядей металлом, т.е. вести процесс обжатия во II фазе, назначая возможно большие степени обжатия, если это позволяет технологическое оборудование.

Для канатов, работающих на блоках в крановом режиме, существуют оптимальные степени обжатия прядей, обеспечивающие максимальную долговечность каната. Поэтому в данном случае не нужно стремиться к большим обжатиям.

В работе [94] проведено экспериментальное исследование долговечности канатов в зависимости от степени обжатия прядей. Опыты проводились с канатами № 1 – 6х19(1+9+9)+о.с. диаметром 16 мм и № 2 – 6х19(1+9+9)+м.с. диаметром 18 мм.

Результаты испытаний на пробежной машине до потери 10 % несущей площади сечения следующие:

Канат № 1

Степень обжатия $n_л$, %.....	исх.	0,0 (калибр)	2,0	4,0
Число циклов.....	22100	38000	38200	42000
Относительная долговечность.....	1	1,72	1,73	1,9

Канат № 2

Степень обжатия $n_л$, %.....	исх.	1,75	3,5	5,26	7,9	9,5
Число циклов.....	22500	29700	57000	55200	43000	42200
Относительная долговечность.....	1,0	1,32	2,56	2,45	1,9	1,8

Как видим, долговечность каната имеет максимум при $n_л = 3 \div 4\,\%$. Следовательно, для крановых канатов не имеет смысла назначать большие степени обжатия прядей, если, конечно, попутно не должна быть решена задача существенного увеличения прочности.

Обратим внимание на увеличение долговечности каната № 1 в 1,72 раза при обжатии прядей с $n_л = 0$ (диаметр рабочего канала волоки равен номинальному диаметру пряди). В этом случае можно говорить не о пластическом обжатии пряди, а о её калибровке по диаметру, когда деформации проволок осуществляются только в пределах допусков на их диаметры. Обжатие пряди при этом происходит от её фактического диаметра до номинального. Фактическая степень обжатия при этом может составлять $n_л = 0 \div 3\,\%$.

В ОНИОСК инж. Н.Ф. Малявицким проведено исследование калибровки прядей каната 6х19(1+6+6/6) + о.с. диаметром 16,5 мм. При этом фактическая степень обжатия была $n_л = 3\,\%$, что обеспечило увеличение долговечности каната при работе на блоках в 1,62 раза.

Как видим, калибровка прядей сама по себе решает задачу существенного увеличения долговечности каната. При калибровке пряди происходят только небольшие упругопластические деформации проволок на поверхности и в местах взаимного контакта, но их уже достаточно, чтобы на порядок уменьшить контактные напряжения при работе каната. Кроме того, обеспечивается изготовление каната повышенной точности по диаметру.

Следует особо отметить, что калибровка прядей представляет собой несложный и эффективный технологический прием, обеспечивающий существенное улучшение качества канатов массового изготовления. Однако этот прием ещё практически не применяется в производстве. Задача формирования и обжатия прядей возлагается на свивальные плашки, но они не обеспечивают калибровку прядей ввиду недостаточной точности рабочего канала и низких удельных давлений.

Поэтому калибровку прядей следует рассматривать как имеющийся технологический резерв канатного производства, реализация которого возможна практически без дополнительных затрат. В качестве калибрующего инструмента могут применяться монолитные или роликовые волоки, устанавливаемые на прядевьющей машине, непосредственно за свивальными плашками или вместо них.

2. Прядепроволока и канаты из неё

В определённых случаях в конструкции каната целесообразно применение составной прядепроволоки которая представляет собой малопроволочную витую прядь, подвергнутую пластическому обжатию для заполнения сечения металлом и образования гладкой наружной поверхности (рис. 3.9).

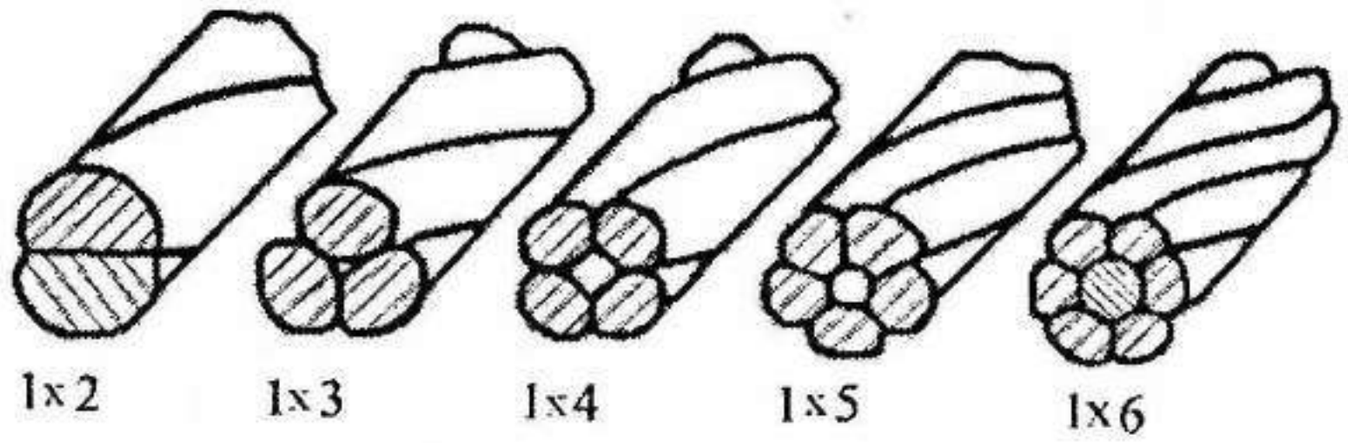


Рис. 3.9. Конструкции прядепроволок

Замена проволоки большого диаметра эквивалентной прядепроволокой, состоящей из нескольких тонких проволок с большим временным сопротивлением разрыву, позволяет повысить прочность каната. Например, стальная канатная оцинкованная проволока диаметром 2,0 мм (ГОСТ 7372) имеет $\sigma_в \leq 1570$ Н/мм². Прядепроволока с такой же площадью поперечного сечения может быть изготовлена из четырёх проволок диаметром 1,0 мм с $\sigma_в = 1960$ Н/мм², таким образом, выигрыш по прочности составит 25 %.

Не менее важными преимуществами прядепроволоки являются повышенная гибкость и усталостная прочность. Технология изготовления прядепроволоки совмещает процессы свивки и обжатия пряди-заготовки непосредственно на прядевьющей машине (см. рис.3.3).

Ниже приведены результаты экспериментальных исследований прядепроволоки [47].

На рис 3.10 показана зависимость коэффициентов заполнения k и вытяжки $\bar{\mu}$ от степени обжатия прядепроволоки.

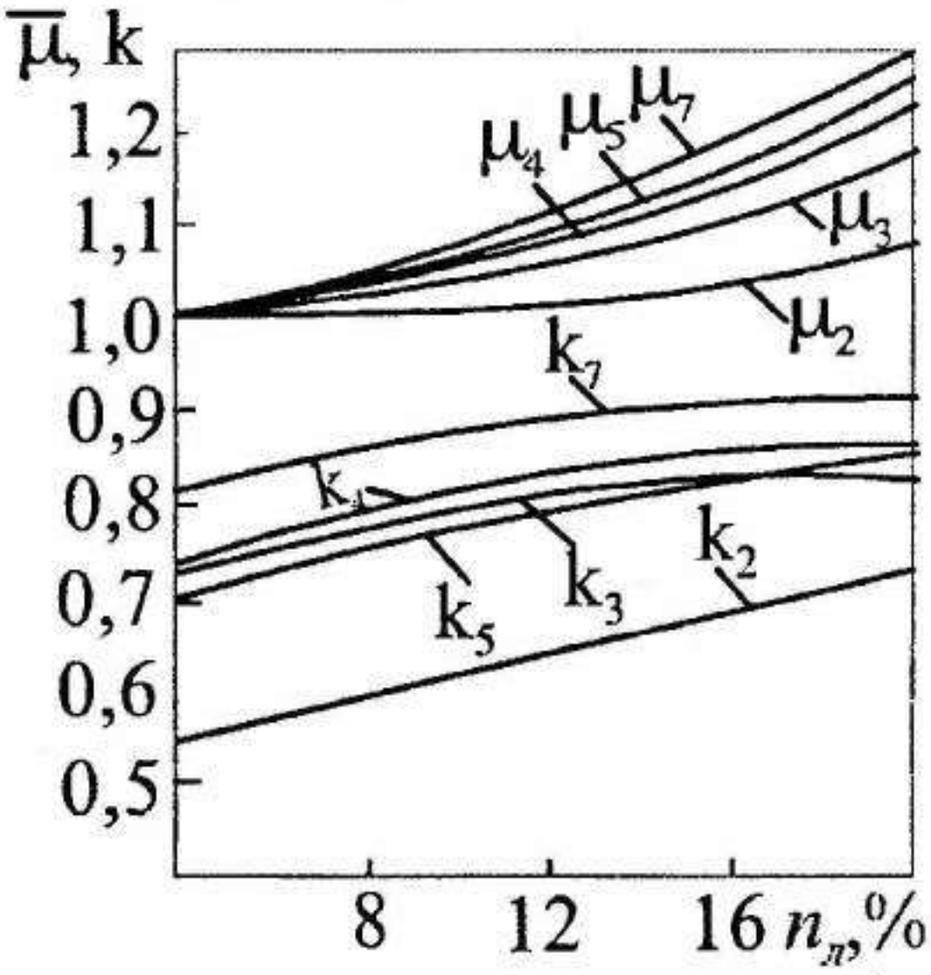


Рис. 3.10. Зависимость коэффициентов заполнения k и вытяжки μ от степени обжатия прядепроволок

Цифры при k и $\bar{\mu}$ означают число проволок в прядепроволоке. В данных экспериментах фактическая площадь металлического сечения прядепроволоки определялась весовым методом.

Зависимости механических свойств отдельных проволок от степени обжатия прядепроволоки 1х4, изготовленной из светлой проволоки диаметром 1,1 мм с $\sigma_в = 1862 \text{Н/мм}^2$, показаны на рис. 3.11.

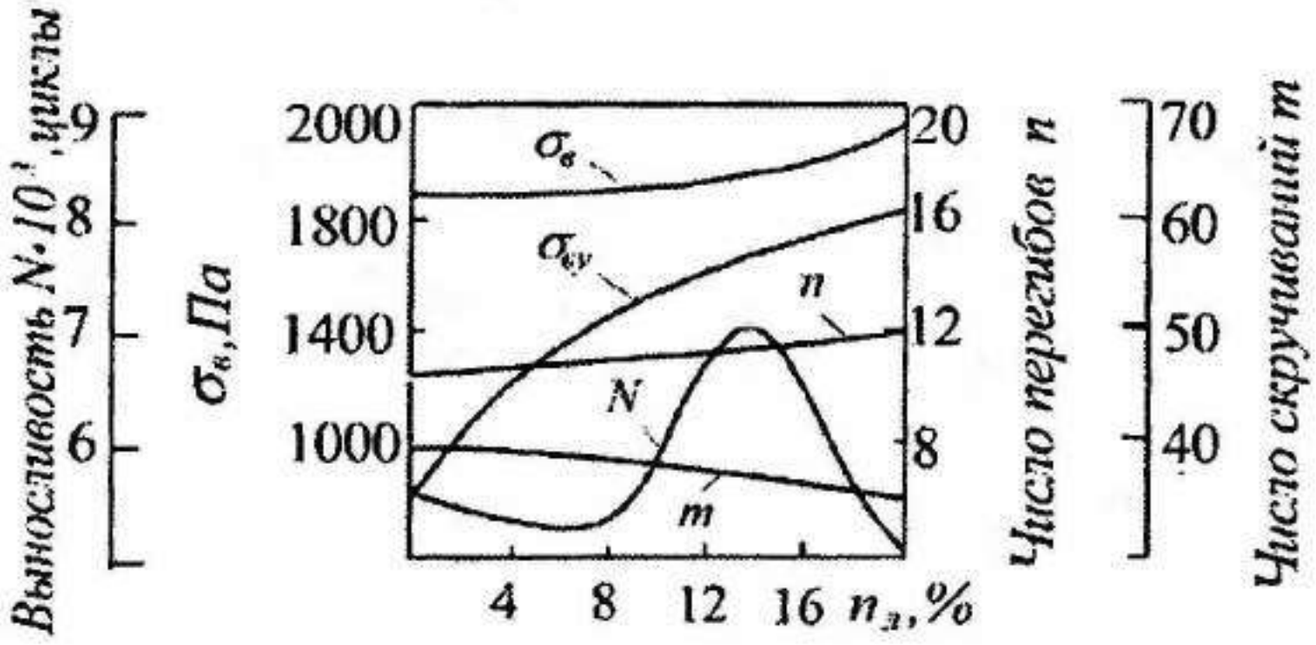


Рис. 3.11. Зависимость механических свойств прядепроволоки от степени обжатия

Как видим, временное сопротивление разрыву $\sigma_в$ и число гибов увеличиваются с увеличением обжатия, а число скручиваний несколько уменьшается. Особый интерес представляет $\sigma_{в,у}$ — условное временное сопротивление разрыву прядепроволок, определяемое как отношение её разрывного усилия к площади круга с диаметром, равным диаметру прядепроволоки. Как видно из рис. 3.11, $\sigma_{в,у}$ практически сравнивается с $\sigma_в$ исходной проволоки при $n_л = 20\,\%$.

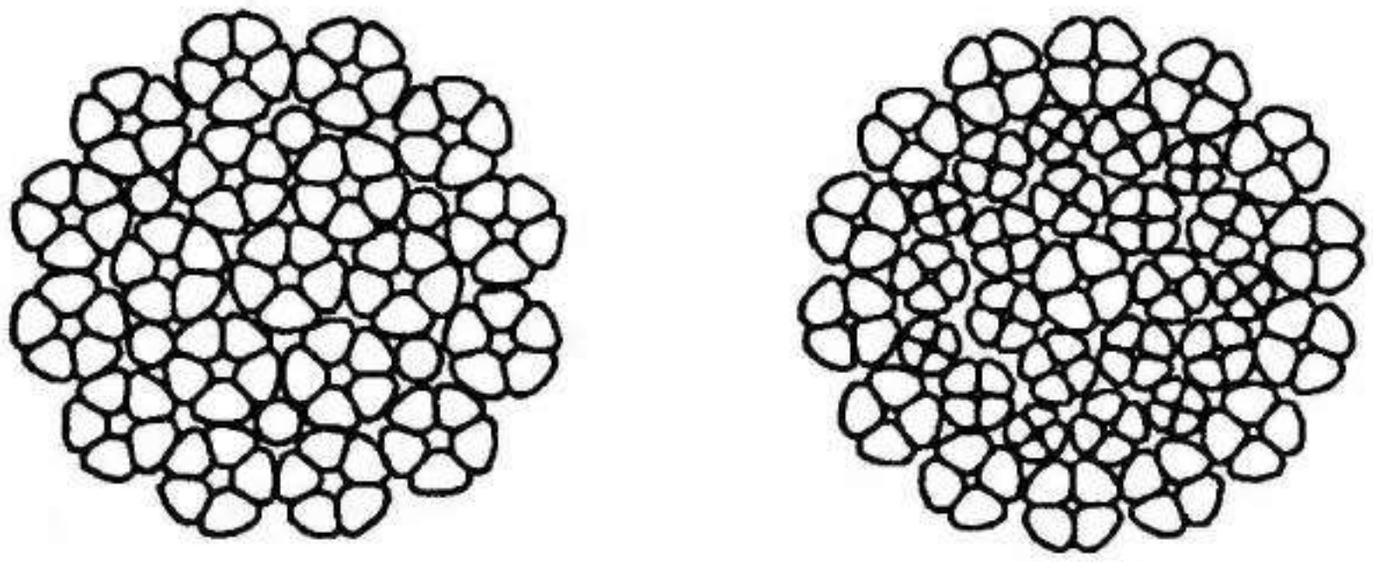
Выносливость прядепроволоки $N = f(n_л)$ определялась на пробежной машине ПМ = 1 при диаметре ролика 215 мм и натяжении 1,6 кН. Обнаружен максимум выносливости при степенях обжатия $n_л = 12 \div 16\,\%$. Природа этого явления, очевидно, связана с особенностями упрочнения проволок при сложном формоизменении и нуждается в специальном исследовании. Выносливость эквивалентной по диаметру и $\sigma_в$ сплошной проволоки (диаметр 2,2 мм, $\sigma_в = 1764 \text{ Н/мм}^2$) в тех же условиях испытаний оказалась в 4–5 раз меньше, чем прядепроволоки. Это очень важное преимущество прядепроволоки, особенно в случае её применения в канатах и других изделиях, работающих на усталость.

Используя в спиральных канатах (прядях) прядепроволоку вместо сплошной проволоки, можно создавать канаты двойной и тройной свивки, обладающие повышенной прочностью и гибкостью. Заметим, что в конструкциях канатов, в которых диаметры проволок отличаются в два и более раза, целесообразно заменять прядепроволоками только толстые проволоки. Это позволяет существенно уменьшить разницу в диаметрах и механических свойствах проволок, а в ряде случаев — проектировать канаты, состоящие полностью из исходных проволок одного диаметра.

Зарубежные фирмы широко применяют многослойные прядеспиральные канаты с линейным касанием между прядями для оснащения различных грузоподъёмных машин. Например, канат фирмы «Klöckner Werke AG» типа

«Compakt» конструкции 9х19(1+6+6/6)+ 9х7(1+6)+9х3+1х7(1+6) рекомендуется для работы на экскаваторах, металлургических кранах и других грузоподъёмных устройствах с тяжелым режимом работы. Для уменьшения контактных напряжений в этом канате пряди промежуточного слоя имеют одностороннюю свивку, остальные — крестовую с особым подбором шагов свивки проволок. Задача создания канатов с аналогичными параметрами может быть решена проще за счёт изготовления их из прядепроволоки, для которой проблема контактных напряжений не стоит так остро.

Для оценки качества прядеспиральных канатов из прядепроволоки были изготовлены два образца канатов (рис. 3.12).



а *б*

Рис. 3.12. Сечения прядеспиральных канатов из прядепроволоки: а – 1х5+6х5; 6+12х5; б – 1х4+7х4+7х4/7х4+14х4

За основу приняты известные конструкции прядей ЛК–3 и ЛК–РО, в которых проволоки заменены прядепроволоками. Эти канаты сравнивали, с одной стороны, с канатом по ГОСТ 2688 как одним из наиболее распространенных крановых канатов, с другой — с пятислойной прядью, взамен которой их применяли при изготовлении каната большого диаметра. Параметры опытных канатов и результаты испытаний приведены ниже:

	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Тип каната конструкция..	ГОСТ 2688-69	Спиральный 1+7+7/7+14+ +18+18	Прядеспиральный 1 х 5 + 6 х 5; 6 + 12 х 5	Прядеспиральный 1 х 4 + 7 х 4 + 7х х 4/7х4 + 14 х 4
Диаметр, мм...	21,0	17,7	17,0	17,3
Коэффициент заполнения.....	0,5	0,79	0,65	0,67
Число проволок.....	114	72	101	144
Разрывное усилие, кН:				
суммарное.....	275,4	302,8	231,2	275,4
в целом.....	223,2	282,2	211,7	249,9
Потеря агрегатной прочности, %	14,7	6,8	8,5	8,6
Выносливость тыс. циклов.....	17,4	5,2	27,3	21,0

Испытания на выносливость проводили на пробежной машине ПМ-3 при диаметре блоков 500 мм и натяжении каната 29,4 кН.

Проведенные опыты показали, что прядеспиральные канаты благодаря большему в 1,2 ... 1,3 раза коэффициенту заполнения при одинаковых прочностных параметрах проволок значительно превосходят канаты двойной свивки с органическим сердечником по прочности, не уступая им в гибкости и выносливости. На практике это преимущество может быть реализовано путём уменьшения диаметра каната. Например, вместо каната диаметром 21,0 мм (ГОСТ 2688) может быть использован прядеспиральный канат диаметром 17– 18 мм. Вместо каната с металлическим сердечником диаметром 19,5 мм (ГОСТ 7669) может быть взят прядеспиральный канат диаметром 18,0 мм.

Прядеспиральные канаты из прядепроволоки имеют модуль упругости $(1,5...1,7)\cdot10^5$ Н/мм^2, малое остаточное удлинение и не нуждаются в предварительной обтяжке.

Применение прядепроволоки особенно перспективно для создания сверхпрочных канатов больших диаметров. В этом случае прядепроволокой заменяют низкопрочные толстые проволоки в прядях, получая канат тройной свивки, обладающий одновременно повышенной прочностью и большой гибкостью.

На базе прядепроволоки может быть создано большое разнообразие конструкций качественных канатов различного назначения. Однако их внедрение в производство пока сдерживается относительно высокой трудоёмкостью изготовления.

Являясь высокопрочным изделием, прядепроволока, на наш взгляд, имеет перспективы использования также в качестве витой арматуры для железобетона.

3. Изготовление фасоннопрядных канатов из круглых прядей

Круглая форма пряди в канате не является оптимальной в смысле контакта с блоком, износостойкости и заполнения сечения каната металлом. Поэтому в определённых случаях целесообразно применение фасоннопрядных канатов, состоящих из трехгранных, овальных или плоских прядей. По сравнению с круглопрядными эти канаты имеют ряд преимуществ, из которых основными являются повышенные прочность и износостойкость. Кроме того, плоскопрядные канаты, как правило, изготовляются некрутящимися.

Однако традиционная технология изготовления фасоннопрядных канатов сложна и низкопроизводительна, что препятствует широкому применению этих канатов в промышленности. По этой технологии фасонные пряди свивают на корзиночной машине с применением твист-аппарата, обеспечивающего вращение фасонных свивальных плашек и получение крученого фасонного профиля пряди. Шаг винтового профиля пряди (твист-шаг) должен строго соответствовать шагу свивки прядей в канат [5].

Свивку каната из фасонных прядей также производят на корзиночной машине, оснащенной механизмами подкрутки зарядных рам, преформатором и рихтователем. При этом тщательно следят за правильностью укладки всех прядей в канат, а при необходимости производят подкрутку или открутку отдельных прядей вращением зарядных рам. Также следует учитывать, что качественное изготовление каната получается при односторонней свивке. Однако канаты односторонней свивки имеют ограниченное применение ввиду их большой крутимости.

Необходимость применения тихоходных корзиночных машин для свивки фасонных прядей и канатов из них находится в противоречии с современной тенденцией использования высокопроизводительных сигарных, бугельных машин и машин двойной скрутки для изготовления круглопрядных канатов. Это усложняет комплектацию канатных цехов и в технологическом смысле переводит фасоннопрядные канаты в разряд специальных.

Поэтому, например, на заводах СНГ выпускается только небольшое количество трехграннопрядных канатов по ГОСТ 3085–80, а овальнопрядные и плоскопрядные канаты вообще исключены из государственных стандартов. В то же время некоторые ведущие зарубежные фирмы сохранили изготовление фасоннопрядных канатов и усовершенствовали их конструкции для горнорудной и других отраслей промышленности.

Учитывая известные эксплуатационные преимущества фасоннопрядных канатов, в ОНИОСК под руководством проф. М.Ф. Глушко разработан принципиально новый способ изготовления трехграннопрядных канатов [13, 17–20], представляющий собой альтернативу традиционной технологии, лишенную отмеченных выше недостатков.

Основная идея нового способа заключается в том, что пряди свивают круглыми на обычных скоростных сигарных машинах, а фасонную форму им придают непосредственно на канатовьющей машине в процессе свивки в канат. Деформацию прядей производят в роликовых обжимных устройствах, причем ролики прокатывают прядь по винтовым линиям, формируя требуемый трехгранный кручёный профиль. Поэтому канаты получили обозначение ТВП — трехграннопрядные винтовой прокатки.

Следует иметь в виду, что, в отличие от традиционной технологии, канаты ТВП имеют крестовую свивку, поэтому их кручение и удлинение под нагрузкой значительно меньше.

С целью создания благоприятных условий для деформирования проволок и уменьшения усилия вытяжки при винтовой прокатке центральную проволоку пряди покрывают полиэтиленом или другим податливым материалом. В результате образуется поперечно податливая прядь-заготовка, которая после прокатки в трехроликовом калибре приобретает трехгранный профиль (рис. 3.13).

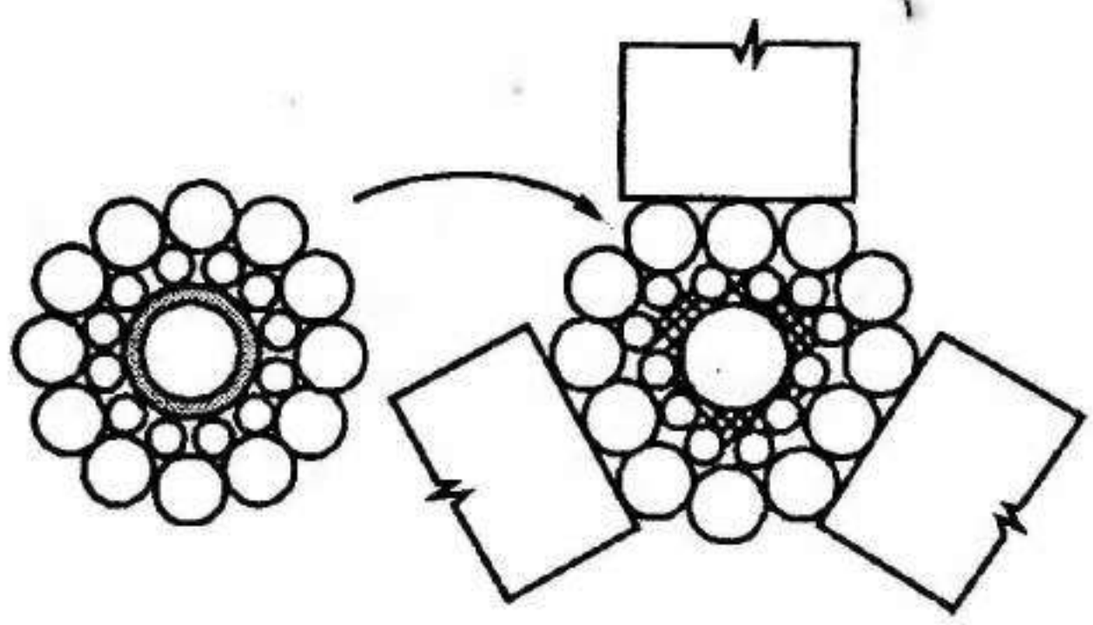


Рис. 3.13. Схема деформации поперечно податливой пряди-заготовки

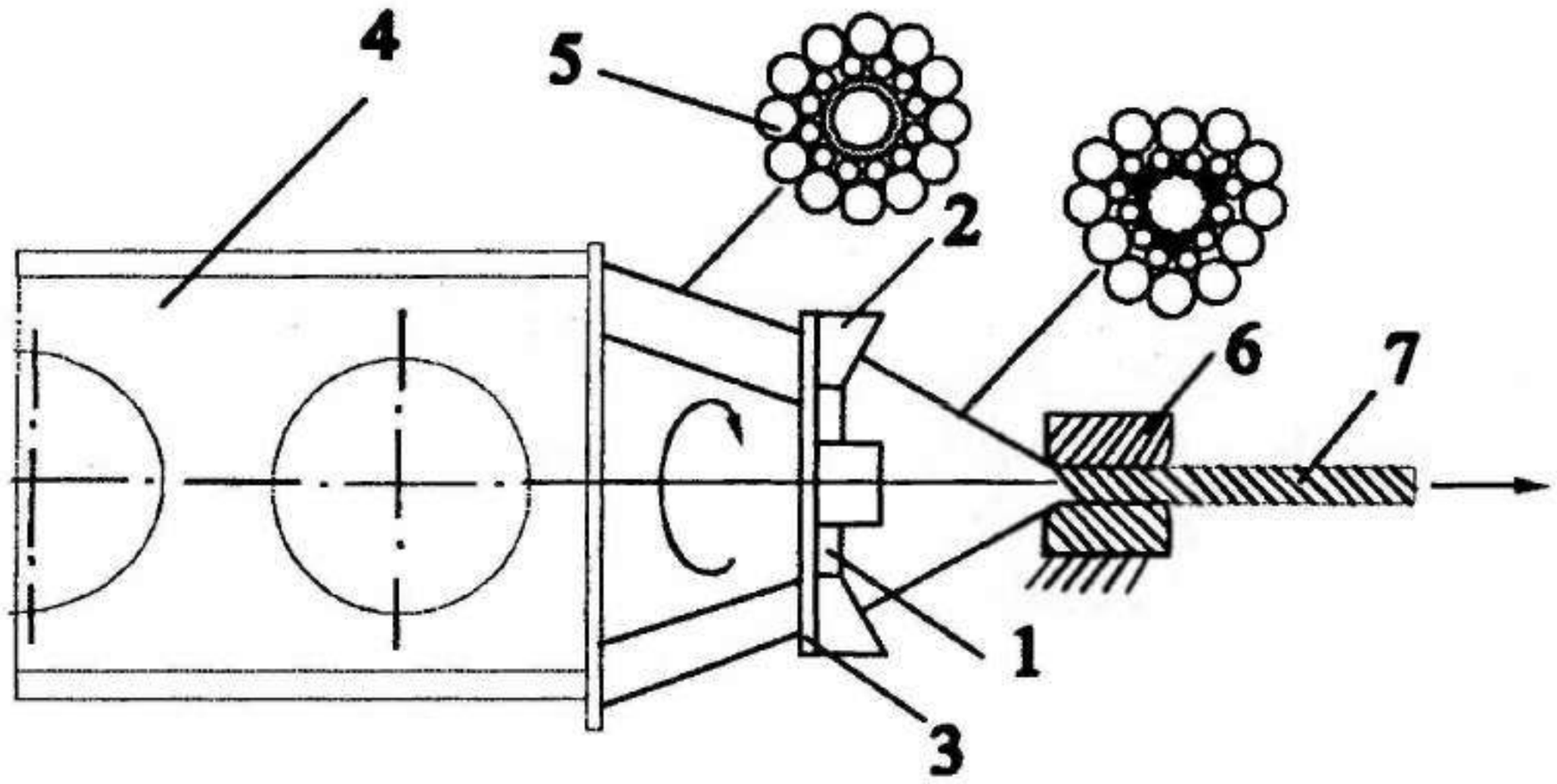


Рис. 3.14. Схема изготовления трехграннопрядного каната

Схема изготовления трехграннопрядного каната показана на рис. 3.14.

Канатовьющая машина оснащена деформирующим устройством 1, содержащим несколько (по числу прядей) трехроликовых калибров 2, закрепленных на общей планшайбе 3 на передней части ротора машины 4. Каждая прядь-заготовка 5 проходит свой трехроликовый калибр, где она деформируется в трехгранный кручёный профиль, а после выхода из калибра поступает в плашки 6 и свивается в канат 7.

При изготовлении нераскручивающихся канатов после выхода из прокатных узлов пряди приобретают винтовой изгиб на роликах преформирующей головки (на рис. 3.14 не показано).

Важным элементом технологии изготовления фасоннопрядных канатов является образование кручёного профиля (твист-шага) прядей. В расматриваемой технологии кручение трехгранного профиля пряди обеспечивается тем, что в процессе свивки каната трехроликовый калибр 2 вместе с ротором канатовьющей машины 4 вращается вокруг протягиваемой пряди. При этом необходимый твист-шаг образуется автоматически самой кинематикой канатовьющей машины, чем достигается правильно ориентированная укладка трехгранных прядей в канат без дополнительных регулировок.

Теоретическое обоснование этого вопроса приведено в работе [17], где доказано, что наличие роликового калибра не влияет на установившуюся крутильную деформацию поступающей в канат пряди. Однако условия проворота пряди в роликовом калибре существенно влияют на напряженное состояние ветви пряди на участке от зарядной шпули до роликового калибра. Например, при прямых роликах достигается ориентированная укладка трехгранной пряди в канат, но при этом её ветвь перед роликовым калибром сильно скручивается, что приводит к петлеобразованию с нарушением нормального процесса.

Поэтому для создания благоприятных условий винтовой прокатки ролики выполнены коническими и расположены наклонно к оси пряди (рис. 3.15).

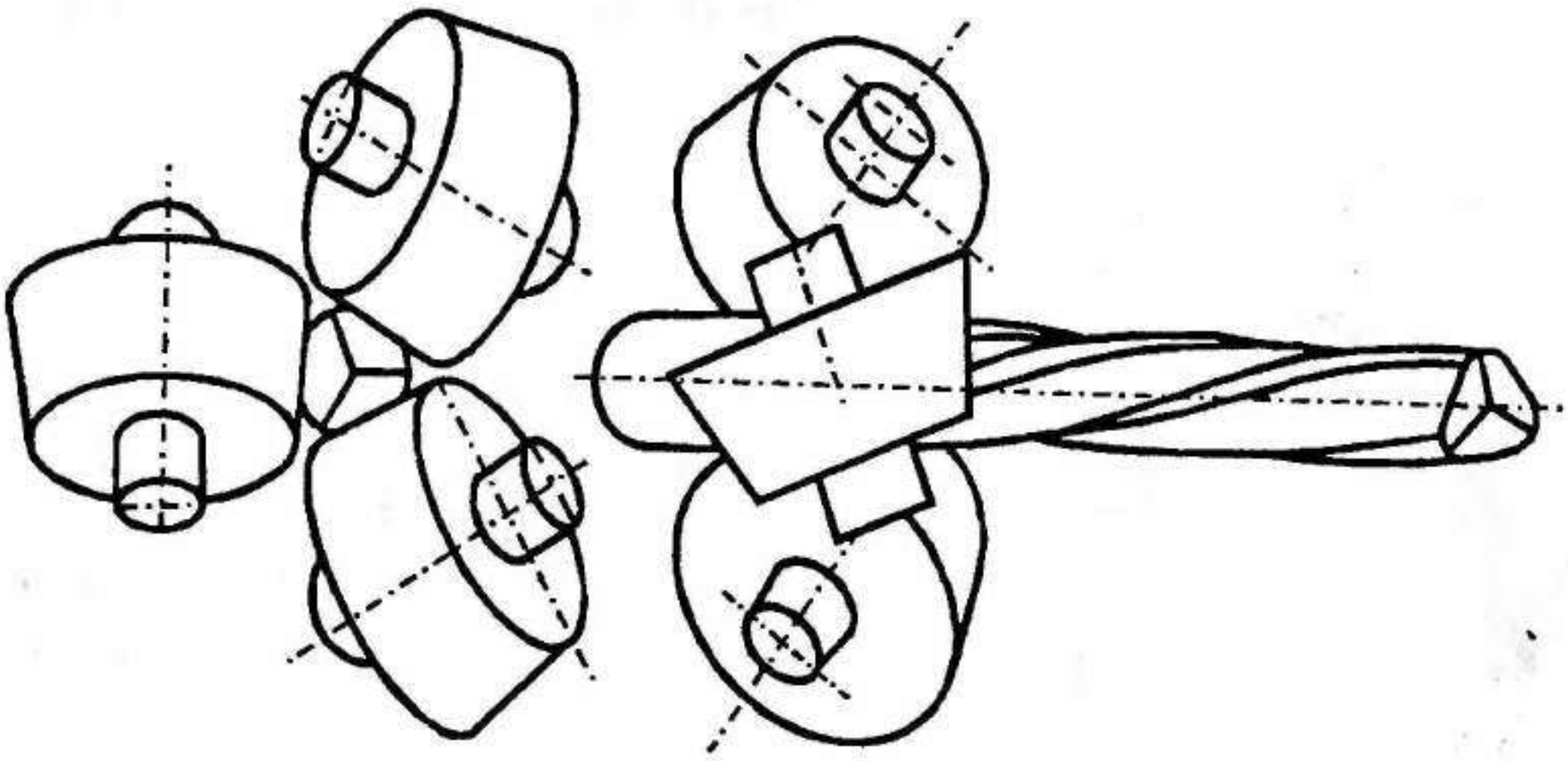


Рис. 3.15. Схема прокатного узла

Степень деформации пряди в роликовом калибре оценивается относительным параметром $\overline{\Delta} = \Delta / d_u$, где Δ – глубина смятия по центру грани; d_u – исходный диаметр пряди. Из опыта установлено, что оптимальным обжатиям соответствует $\overline{\Delta} = 0{,}03\text{-}0{,}06$ [18].

Также опытным путем получена полуэмпирическая формула для определения усилия вытяжки поперечно податливой пряди в трехроликовом калибре, $P_в = 550\,\overline{\Delta}\,d_u^2$, Н, что в пересчёте на шестипрядный канат дает дополнительную нагрузку на вытяжной механизм канатовьющей машины $P_к = 370\,\overline{\Delta}\,d_к^2$, Н [18]. Например, при $d_к = 30$ мм и $\overline{\Delta} = 0{,}06$ имеем $P_к = 20$ кН. В зависимости от числа оборотов ротора и параметров свивки каната может быть определена и дополнительно расходуемая мощность привода

$$N = \frac{P_k K d_k n}{60\,\eta},$$

где K – кратность свивки каната; n – число оборотов в минуту; η – к.п.д. привода канатовьющей машины.

Отметим существенное преимущество трехграннопрядных канатов, изготовляемых по технологии винтовой прокатки. Благодаря принудительной деформации в роликовых калибрах, пряди имеют большую поперечную жесткость именно в направлении контактных сил, действующих в канате. Кроме того, свивка

каната производится при больших натяжениях прядей, обусловленных наличием роликовых калибров. Всё вместе это приводит к уплотнению структуры и стабилизации механических свойств каната. Сравнимый эффект для обычных канатов может быть получен в результате предварительной обтяжки усилием, равным 0,5 – 0,6 разрывного усилия каната в целом. Таким образом, канаты ТВП сразу после изготовления имеют свойства предварительно обтянутых, и в процессе эксплуатации удлиняются значительно меньше стандартных канатов. На рис. 3.16 приведены опытные графики относительного удлинения ε и сужения ε_d каната ТВП и двух стандартных канатов при эксплуатации на шахтном подъёме [19].

На рис. 3.17 показаны сечения основных типов канатов ТВП, выпуск которых освоен на Одесском и Харцызском сталепроволочно-канатных и Череповецком сталепрокатном заводах.

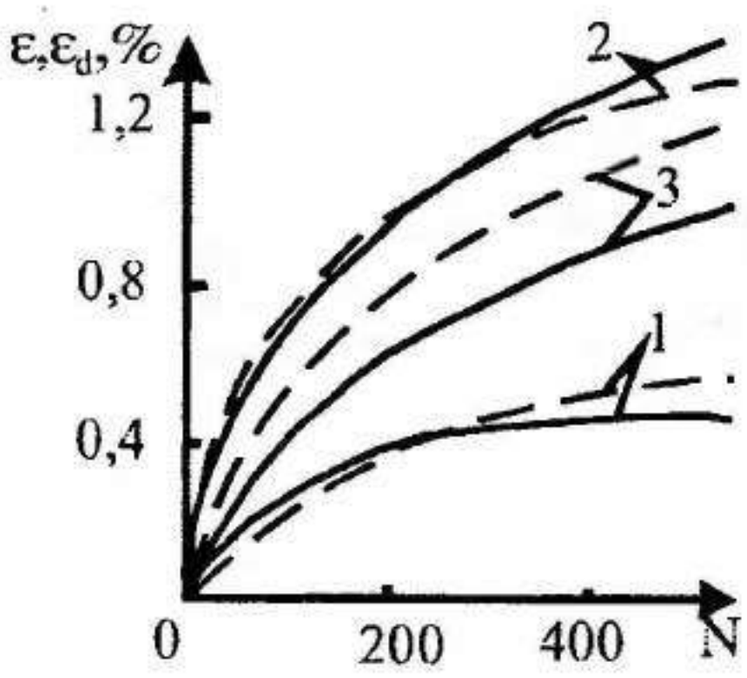


Рис. 3.16. Зависимость остаточных деформаций канатов от числа подъёмов N: *1* – канат ТВП 6х25(1+ПП+12+12) + о.с; *2* – канат по ГОСТ 7665-69; *3* – канат по ГОСТ 7667-69 (ε – сплошные линии, ε_d – пунктирные линии)

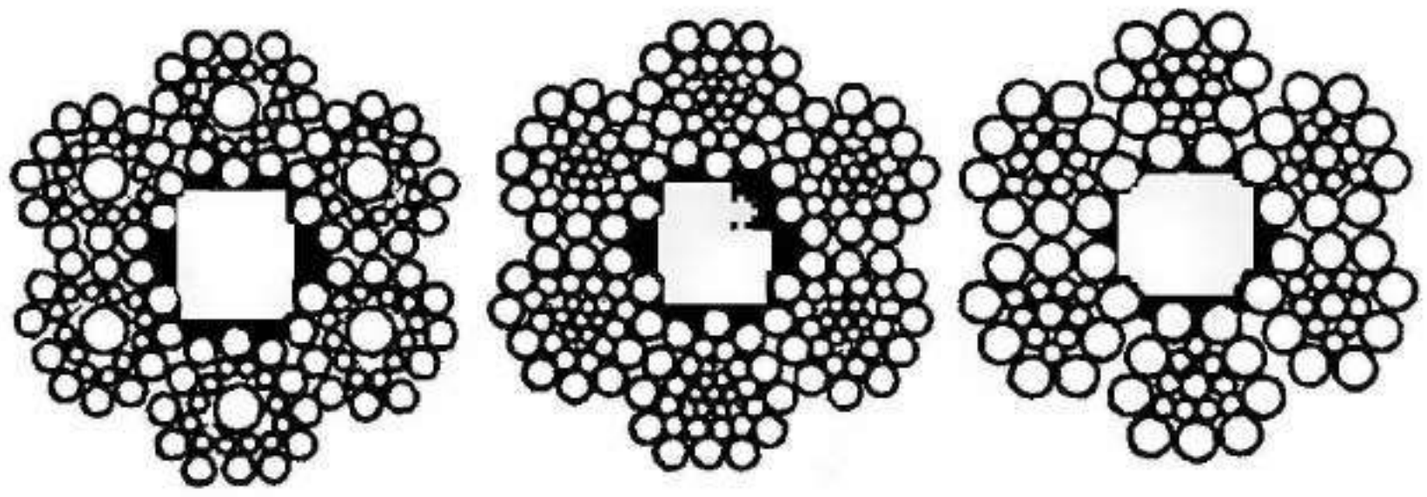


Рис. 3.17. Сечения основных типов канатов ТВП

Канаты ТВП весьма эффективно применяются, в основном, в качестве ваерных на рыбопромысловых судах. Перспективно также их применение на вертикальном и наклонном шахтных подъёмах, где промышленными испытаниями доказано увеличение срока службы в 1,5 – 2,0 раза по сравнению со стандартными круглопрядными канатами [19].

В ОНИОСК накоплен большой опыт разработки конструкций и технологических процессов изготовления канатов типа ТВП для различных условий применения. Также проведены успешные разработки по созданию овальнопрядных канатов и технологии их изготовления способом винтовой прокатки, что позволит существенно расширить область применения фасоннопрядных канатов. *)

---

*) Патент Украины № 24983. М. кл. D0 7 B 5/10, 25.12.98. бюлл. №6. Обжимное устройство к канатовьющей машине. Авторы Малиновский В.А., Захрямин А.Д.

Заслуживает серьёзного внимания развитие описанной технологии в направлении изготовления малопрядных канатов, например, из четырёх секторовидных прядей [20], которые получили обозначение СП (рис. 3.18).

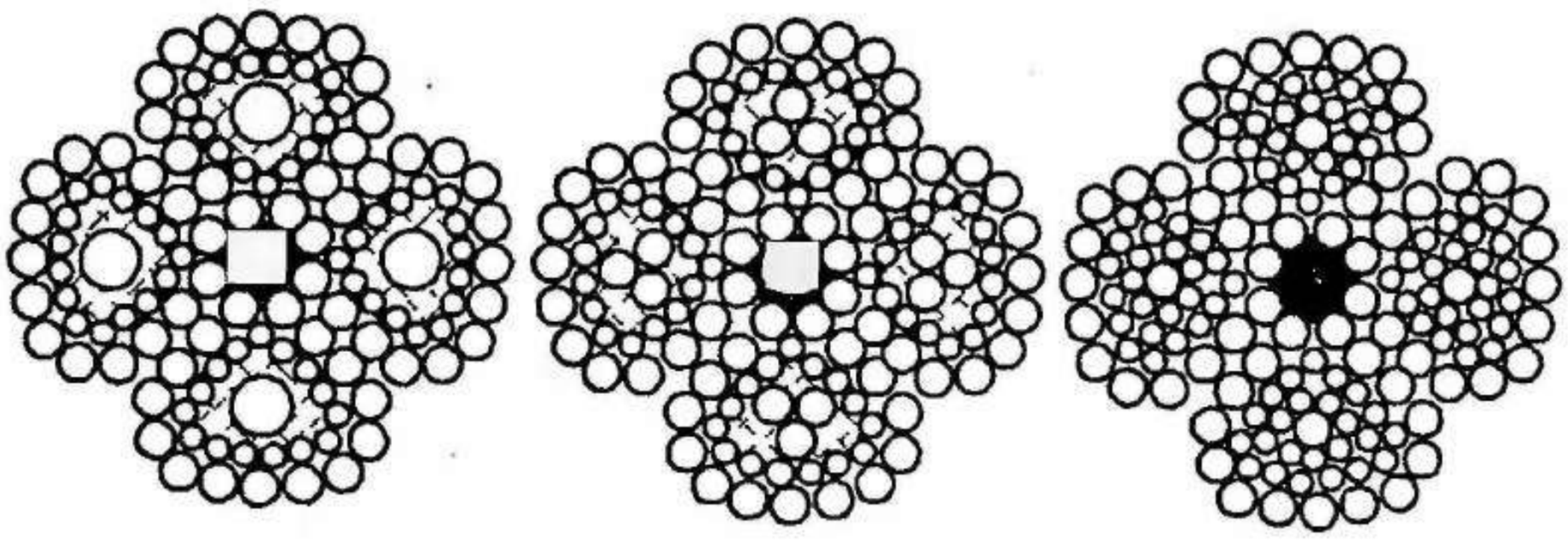


Рис. 3.18. Сечения четырёхпрядных канатов типа СП

Основная привлекательность этих канатов заключается в уменьшении трудоёмкости их изготовления по сравнению с шестипрядными примерно на 30%. Но при этом за счёт фасонной формы прядей эти канаты приобретают эксплуатационные качества на уровне шестипрядных канатов, а по некоторым показателям и выше. Например, четырёхпрядные канаты СП имеют примерно на 30 % большую опорную поверхность, чем обычные шестипрядные, их поперечные и продольные жёсткости также большие, кроме того, они могут быть изготовлены некрутящимися при определённом подборе параметров свивки (см. гл. VI).

Ниже приведены сравнительные показатели двух канатов [20]: А – четырёхпрядный канат 4х31(1+ПП+15+15); Б – стандартный шестипрядный канат (ГОСТ 7668-80); последние два показателя определены при нагрузке, соответствующей 6,5-кратному запасу прочности:

Канат.....	А	Б
Диаметр, мм.....	21 - 22	22
Суммарное разрывное усилие, кН.....	282	275
Разрывное усилие каната в целом, кН.....	246	226
Потери прочности, %.....	13	18
Остаточное удлинение, %.....	0,1	0,5
Кручение при свободном подвесе груза, рад/м.....	5,1	11,8

Уменьшение остаточного конструктивного удлинения в пять раз свидетельствует о том, что четырёхпрядные канаты типа СП обладают свойствами предварительно обтянутых. Их применение в определенных случаях более эффективно, чем стандартных шестипрядных канатов. В частности, такие канаты успешно прошли промышленные испытания в качестве ваерных, аэростатных, якорных канатов буйковых станций при океанографических исследованиях и т.п.

4. Улучшение конструкций металлических сердечников

Металлический сердечник придаёт канату большую прочность, поперечную и продольную жёсткость, что совершенно необходимо в определённых случаях эксплуатации. Однако в канатах с металлическим сердечником оказывают вредное действие контактные напряжения между проволоками прядей и сердечника, поэтому долговечность этих канатов при работе на блоках, как правило, меньше, чем канатов с органическими или синтетическими сердечниками.

В связи с этим является весьма актуальным поиск путей улучшения качества металлических сердечников. Эта проблема включает в себя следующие вопросы:

- выбор оптимального диаметра сердечника (см. п.2, гл. II);
- достижение совместности деформаций сердечника и наружных прядей (см. п. 2 гл. VI).
- уменьшение контактных напряжений между проволоками прядей и сердечника;

Остановимся на последнем вопросе. Многочисленные практические данные показывают, что долговечность каната повышается во всех случаях, когда удаётся уменьшить контактные напряжения.

Фирма «Тиссен Драт АГ» уже более двух десятилетий применяет в стальных канатах сердечники SES-UF, в которых стальные пряди обмотаны волокнами. Такой сердечник можно рассматривать как органический, армированный стальными прядями, поэтому в нем объединяются достоинства органических и металлических сердечников. За счет волокнистой обмотки прядей сердечника создаётся хорошая опора для прядей каната без контакта и трения между проволоками прядей и сердечника.

Канаты с сердечником SES-UF (рис. 3.19) имеют фирменное обозначение ТНК и с успехом применяются на металлургических заводах и в качестве подъёмных на шахтных установках типа Кепе, при этом их срок службы по сравнению с канатами с металлическими сердечниками увеличивается вдвое.

Второй путь – введение мягких прокладок во впадины между прядями стального сердечника или во внутренние углубления между прядями каната. На рис. 3.20 показаны варианты этого решения, предлагаемые фирмой «Тиссен Драт АГ» .

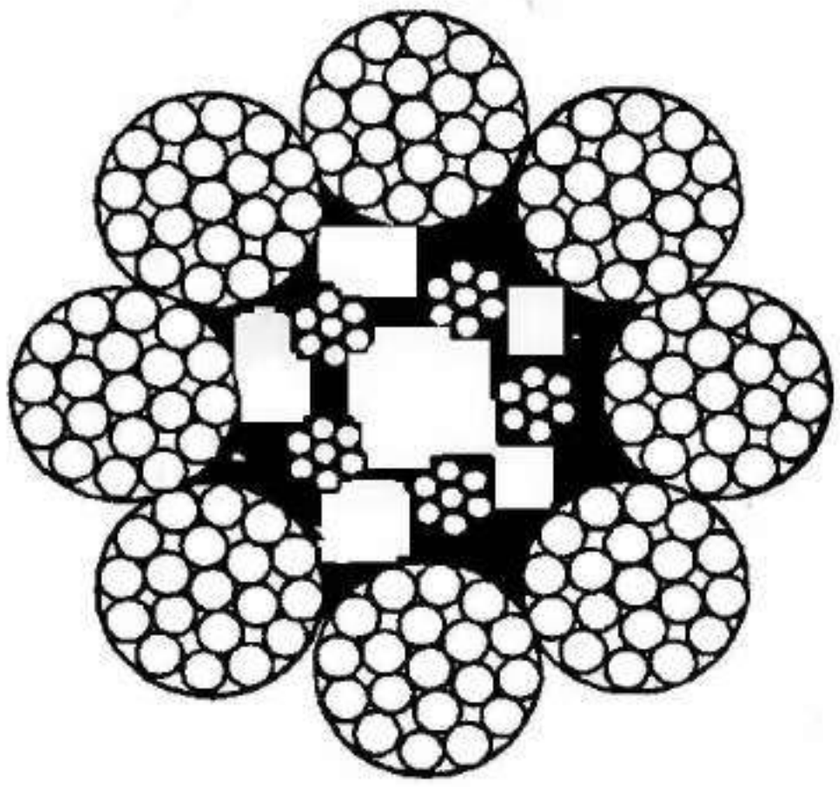


Рис. 3.19.Канат с сердечником типа SES-UF

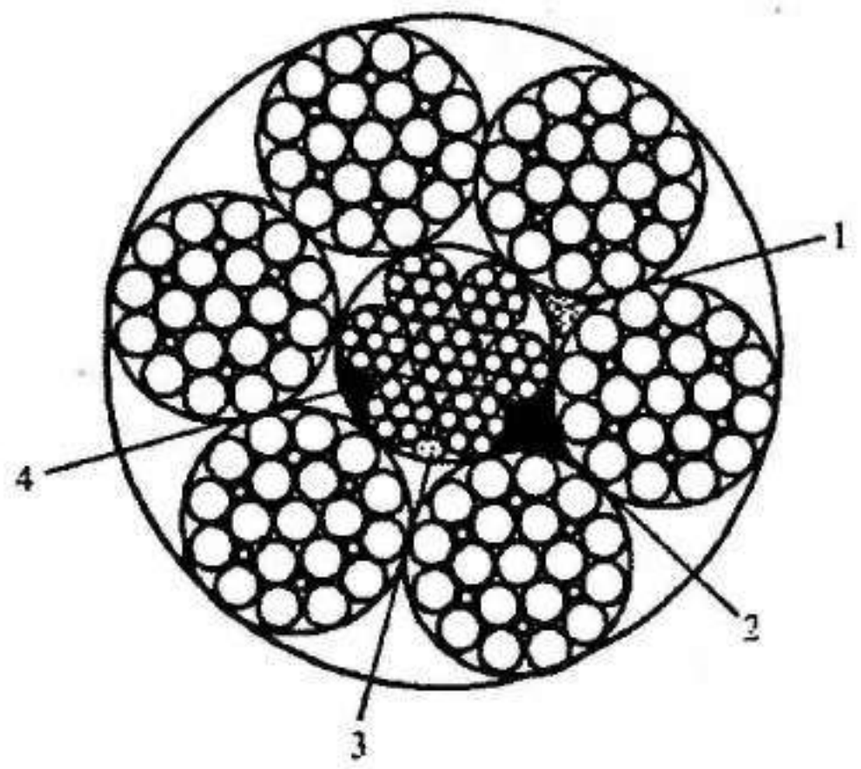


Рис.3.20. Варианты исполнения каната с заполняющими прокладками: *1* – опорные трензели; *2* – опорные профили; *3* – наполнительные трензели; *4* – наполнительные профили

В качестве трензелей применяются волокнистые материалы, а профили должны быть изготовлены из сплошного материала, например, полиэтилена. Канаты данного типа имеют фирменное обозначение GP и хорошо зарекомендовали себя в горной промышленности на экскаваторах-драглайнах.

В принципе, этот способ улучшения качества канатов с металлическим сердечником несложно реализовать за счёт введения в конструкцию каната непосредственно при свивке каболок или прядей из сизали, пеньки, полипропилена и т.п., однако для этого требуются канатовьющие машины с увеличенным числом шпуль.

В ОНИОСК по заказу концерна «Промметиз» проведено исследование влияния конструкции сердечника на механические свойства и долговечность каната. При этом ставилась основная задача – поиск конструкций металлических и комбинированных металлоорганических сердечников, обеспечивающих долговечность на уровне канатов с органическим сердечником.

Для сравнительных испытаний из одних и тех же прядей были изготовлены образцы канатов 6х19(1+6+6/6), отличающихся только сердечниками. Номинальный диаметр каната 14,0 мм, свивка крестовая правая, h=40 мм, H=89 мм.

Конструкции сердечников приведены в табл. 3.2.

Результаты испытаний на разрыв опытных канатов приведены в табл. 3.3, где индексом 1 обозначены параметры для образца №1 с пеньковым сердечником. Максимальное увеличение прочности (11,16%) имеет образец №8 с трехпрядным сердечником с заполнением.

Испытания на долговечность проводились на пробежной машине при следующих условиях испытаний: натяжение образца 10 кН; диаметр блока 280 мм; радиус ручья 10 мм; блоки стальные.

Результаты испытаний до норм браковки (12 обрывов проволок на шаге свивки) приведены на рис. 3.21.

Таблица 3.2.

Параметры сердечников в опытных канатах

№ образца каната	Конструкция сердечника	Материал неметаллической части	Направление свивки	Шаг свивки, мм	Диаметр сердечника, мм
1	3-х прядный	Пенька	Правая		8,0
2	3х9(1+П+8)	Полиэтилен	Односторонняя правая	38,0	5,6
3	1х19(1+6+6+/6)	-	Левая	40,5	5,6
4	3х7(1+6)	-	Крестовая левая	23,5	5,8
5	3х12(12+о.с.)	Сизаль	Односторонняя правая	40,0	6,0
6	1х15(5+10)*	-	Правая	33,0	5,4
7	3х7(1+6)+3 зап.	Сизаль	Односторонняя правая	33,7	5,7
8	3х7(1+6)+3 зап	Х.б.	То же	33,7	5,7
9	1х12(12+о.с.).	Х.б	Правая	32,0	5,7
10	1х12(12+о.с.).	Сизаль	"	32,0	5,3
11	1х7(1+6)+обм.	"	"	15,1	5,8

*) Пластически обжатая прядь

Таблица 3.3

Прочностные параметры опытных канатов

№ образца	$F_{сум.}$,мм^2	$T_{сум}$, кН	$T_{агр}$,кН	$\frac{T_{агр}}{T_{сум}}$	$\frac{T_{сум}}{T_{сум1}}$	$\frac{T_{агр}}{T_{агр1}}$
1	73,21	120,95	109,27	0,903	1	1
2	83,95	138,12	117,27	0,849	1,142	1,073
3	85,41	141,10	118,42	0,839	1,167	1,084
4	-	-	-	-	-	-
5	83,39	137,27	119,23	0,867	1,135	1,091
6	90,17	146,55	121,19	0,827	1,212	1,109
7	86,2	140,17	121,52	0,867	1,159	1,112
8	86,20	140,17	122,01	0,870	1,159	1,116
9	83,2	138,84	118,91	0,856	1,148	1,088
10	83,2	138,84	117,11	0,843	1,148	1,072
11	79,06	130,80	114,99	0,879	1,081	1,052



Рис. 3.21. Долговечность опытных канатов

Как видно из диаграммы, сравнимыми по долговечности с канатом №1 являются образцы № 7, 8, 10, 11 с металлическими сердечниками. Наличие в этой группе образца № 10 свидетельствует о том, что увеличение долговечности достигается не только в тех случаях, когда металлический сердечник и пряди каната разделены прокладками (образцы № 7, 8, 11), но и в том случае, когда слой проволок в спиральном сердечнике опирается на органическую сердцеви-

ну (образец № 10). Очевидно, такой же эффект может быть достигнут при наличии в спиральном сердечнике мягкой прослойки из полиэтилена или другого материала.

Таким образом, наиболее перспективными являются следующие металлоорганические сердечники: трёхпрядные с заполнителями из пеньки или сизали (образцы № 7 и 8), спиральный с обмоткой из сизали (образец № 11) и спиральный с органической сердцевиной (образец № 10). Эти сердечники объединяют достоинства металлических и органических в смысле прочности и долговечности. При этом открывается возможность значительной экономии дефицитной пеньковой и сизальской пряжи.

5. Оптимизация параметров свивки

При изгибе стального каната проволока периодически попадает на выпуклую и вогнутую стороны и испытывает, соответственно, деформации растяжения и сжатия. В случае постоянной кривизны каната деформации противоположного знака могут взаимно компенсироваться, если нет препятствий осевым смещениям проволок. Это самый благоприятный случай работы каната.

Однако в местах контакта с блоком, сердечником и в междупрядном контакте проволоки защемляются, что затрудняет компенсацию деформаций и вызывает дополнительные нагрузки. Ясно, что величина этих нагрузок и, следовательно, долговечность каната зависит от периодичности попадания отдельной проволоки в точки защемления, которая, в свою очередь, зависит от сочетания шагов свивки проволок в прядь и прядей в канат. Этим объясняется волновой характер зависимости долговечности каната при работе на блоках от параметров свивки [12,38].

На основе аналитического анализа смещений проволок в канате при изгибе в работе [38] получено условие полной компенсации упругих смещений проволок на отрезке между двумя точками её контакта с блоком в виде целочисленных значений некоторого характеристического числа

$$\lambda = \frac{2r_0}{r}\frac{tg\alpha}{\sin\beta} \pm 2z = \frac{2H}{h\cos\beta} \pm 2z, \quad (\lambda = 1,3,4,5\ldots), \tag{3.7}$$

где r и r_0, h и H, α и β – радиусы, шаги и углы свивки, соответственно, проволок в прядь и прядей в канат; z – коэффициент настройки механизма открутки рам зарядных катушек канатовьющей машины (при полной открутке рам $z = cos\beta$; при нерегулируемой z = 1); знак "плюс" при крестовой свивке, а "минус" – при односторонней.

Условие оптимизации свивки (3.7) имеет простой физический смысл – при его соблюдении одна и та же проволока выходит на поверхность каната вдоль одной образующей цилиндрической поверхности, описанной вокруг каната. Благодаря этому, с блоком контактирует несколько одних и тех же проволок. Эти проволоки, в основном, изнашиваются при работе каната на

блоке, причем обрывы одной и той же проволоки в нескольких местах по длине ослабляют прочность каната как один обрыв, а не несколько.

Таким образом, благодаря условию (3.7) организуется разделение функций проволок в канате – небольшое их число работает на износ в контакте с блоком, а остальное большинство воспринимает рабочую нагрузку. Этим обеспечивается увеличение долговечности каната.

Анализ многочисленных опытных данных по циклической долговечности канатов [12,38] подтвердил волновой характер функции $N(\lambda)$, причем максимумы долговечности соответствуют целым значениям λ (рис. 3.22).



Рис. 3.22. Зависимость долговечности каната ТК 6х19+о.с., ∅16 мм от характеристического числа λ: А – обработка опытов Воернле; В – опыты В.Д. Козаченко

Значения $\lambda \leq 4$ практически могут быть реализованы в канатах односторонней свивки, а $\lambda \geq 5$ – при крестовой свивке.

Оптимальные кратности свивки проволоки в прядь k при кратностях свивки каната $K = 6 \div 6{,}5$ следующие [12]:

Число λ	Кратность k при	
	$z = cos\ \beta$	$z = 1$
8	6,5 – 7,1	6,6 – 7,2
7	7,9 – 8,5	8,0 – 8,7
6	9,8 – 10,6	10,6 – 10,8
5	13,6 – 14,0	13,4 – 14,5

Эти значения относятся к шестипрядным канатам крестовой свивки. Для других канатов значения оптимальных k нетрудно получить из выражения (3.7). При этом следует учесть, что значения $\lambda = 2$ и $\lambda = 4$ не рекомендуется применять [38].

Стандартные параметры свивки шестипрядных канатов ЛК крестовой сивки (ГОСТ 3241–80) обеспечивают $\lambda = 6{,}73 \div 6{,}83$, т.е. приближение к оптимальному $\lambda = 7$ со стороны меньших значений. Оптимизация параметров свивки рекомендуется в работе [38] путём перехода к $\lambda = 6$, что реализуется при кратностях свивки $K = 6{,}5$ и $k = 10{,}6$. Увеличение кратности свивки прядей по сравнению со стандартными позволяет повысить производительность пряде-

вьющего оборудования на 8 – 11 %, а также снизить расход металла на 0,8 %. При этом долговечность каната согласно лабораторным исследованиям увеличивается на 25 %.

Таким образом, переход к $\lambda = 6$ обеспечивает большой экономический эффект без всяких капитальных затрат. Данная рекомендация прошла достаточно широкую промышленную проверку, после чего она узаконена в изменении № 1 к ГОСТ 3241–80, позволяющем применять оптимальные параметры свивки с согласия потребителя.

На наш взгляд, это ограничение (согласие потребителя) следовало бы снять, предоставив возможность канатным заводам самостоятельно применять оптимальные параметры свивки канатов.

Переход к следующему оптимальному значению характеристического числа $\lambda = 5$ приводит к дальнейшему увеличению кратности свивки проволок в прядь, что сопряжено с уменьшением поперечной устойчивости прядей. Поэтому $\lambda = 5$ рекомендуется для однослойных и пластически обжатых прядей, обладающих повышенной структурной устойчивостью.

В работе [102] приведены результаты опытов по определению долговечности канатов крестовой и односторонней свивки конструкции 8х19(1+9+9)+о.с. и 8х19(1+6+6/6)+о.с. в зависимости от отношения H/h. Диаметры канатов 16 мм, натяжение 30 кН, отношение $D/d = 25$. Установлено, что долговечность канатов крестовой свивки с органическим сердечником имеет максимум при $H/h = 3$, что вполне согласуется с формулой (3.7) при $\lambda \approx 8$. При этом увеличение долговечности при $H/h = 3$ составляет 30 – 100 % по сравнению с $H/h = 2{,}5$ и 3,5.

Эксперименты с канатами 8х19(1+9+9) с металлическим сердечником [102] не позволили установить определённой зависимости долговечности от отношения H/h. Это ещё раз подтверждает сильное влияние контактных напряжений между проволоками прядей и сердечника, поэтому оптимизацию параметров свивки в данном случае следует искать из условия контакта прядей с сердечником. Аналитическое условие оптимизации для этого случая также имеется в работе [38].

В каждом конкретном случае приоритет может быть отдан определённому критерию оптимизации. Например, для малопрядного каната (2 ÷ 5 прядей без сердечника) определяющим является смежный контакт прядей, в котором развиваются максимальные контактные напряжения. Поэтому следует стремиться к тому, чтобы в наиболее нагруженных сечениях каната пряди контактировали между собой одними и теми же проволоками. Это достигается в случае, когда на одном шаге свивки прядей в канат число шагов свивки проволок в прядь кратно числу прядей (а.с. 1705448, М. кл. D07 B 1/06).

Для каната, содержащего концентричные слои проволок или прядей важно обеспечить уменьшение износа в точках контакта винтовых элементов смежных слоев. Это достигается, если шаги свивки элементов смежных слоёв кратны один другому (а.с. 1705447, М. кл. D07 B 1/06).

6. Предварительная обтяжка канатов

В процессе приработки, особенно в начальный период эксплуатации, происходит уплотнение сердечника и прядей, уменьшение зазоров между проволоками и прядями, снятие свивочных напряжений в элементах каната. Поэтому в этот период происходит наиболее интенсивная вытяжка каната с накоплением остаточных удлинений на уровне 1...3 % от длины рабочей ветви каната.

Такие большие удлинения недопустимы в тех случаях, когда требуется точное позиционирование груза, уменьшение хода натяжного устройства или сохранение размеров и жесткости канатной системы, например, в несущих канатных конструкциях мостов, подвесных крыш, башен и других сооружений. В таких случаях для уменьшения остаточных удлинений и увеличения модуля упругости применяют операцию предварительной обтяжки каната до начала его эксплуатации.

Возможны два способа предварительной обтяжки: 1) в процессе его изготовления на канатовьющей машине; 2) на отдельном обтяжном стенде.

Первый способ требует дооборудования канатовьющей машины дополнительными устройствами для обтяжки движущегося каната. В 60–70 гг. такие машины были оборудованы на Одесском и Магнитогорском заводах, однако дальше изготовления опытных партий канатов дело не пошло. В настоящее время в фирме FATZER (Швейцария) имеется вертикальная канатовьющая машина (см. п. 2, гл. I), на которой производится обтяжка свиваемых канатов, преимущественно, для подвесных канатных дорог. Обтяжке подвергается наклонная ветвь каната на участке между верхним обводным шкивом и вытяжным механизмом машины. Для этого машина оснащена дополнительным шкивом с дисковым тормозным устройством и трёхблочным гидравлическим силоизмерителем, который руководит режимом торможения шкива, т.е. процессом обтяжки каната.

Второй способ (обтяжка на специальном стенде) может осуществляться либо путём растяжения прямого отрезка каната, либо в процессе перемотки каната на участие между тормозным и тяговым шкивами.

Одним из самых мощных обтяжных стендов располагает фирма PFEIFER (Германия) [88]. Этот стенд, рис. 3.23, расположен в подземном железобетонном туннеле длиной 250 м. У одного конца туннеля имеется горизонтальная испытательная машина, гидроцилиндр которой имеет ход 3 м и развивает усилие до 6000 кН. Эта машина имеет двойное назначение – для испытания коротких образцов канатов на прочность, а также для обтяжки каната, закреплённого в туннеле.

Обтяжка производится путём 5-кратного нагружения каната усилием, составляющим 42 % от разрывного усилия каната в целом, с промежуточными разгрузками. После этого при определённом заданном натяжении производятся замеры общей длины и нанесение необходимых меток на канат с точностью до ±1 мм на длине 50 м.

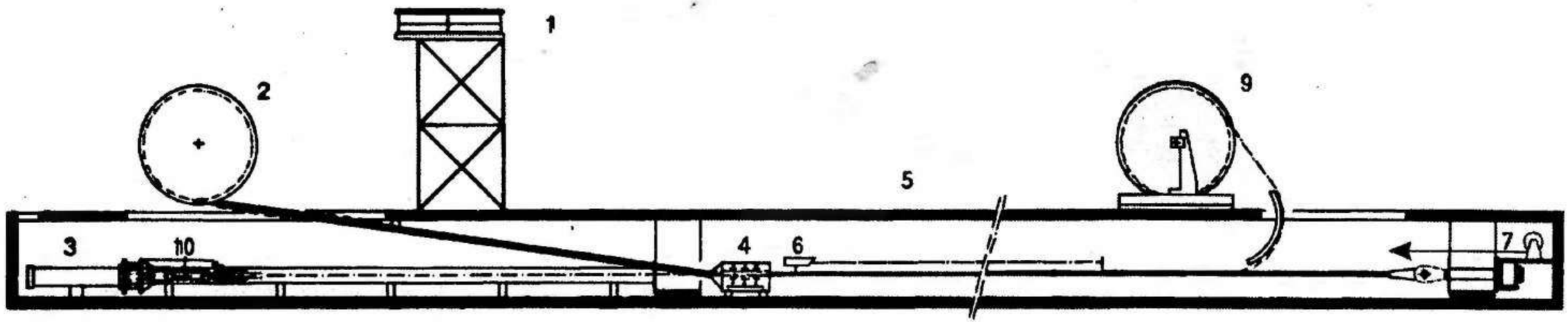


Рис. 3.23. Схема обтяжного стенда фирмы PFEIFER:
1 – заливочная вышка; 2 – отдающий барабан; 3 – гидравлическая испытательная машина; 4 – тележка с зажимами; 5 – бетонный туннель: 6 – электронная система измерения длины; 7 – лебёдка; 8 – упорный подшипник; 9 – приемный барабан; 10 – силоизмерительная станция.

Обтяжке подвергаются не только канаты но и готовые канатные изделия с установленными анкерными устройствами. Специалисты фирмы PFEIFER обеспечивают точность готовых изделий типа вант в сборе до ±1 мм на длине 10 м. Это считается хорошим результатом.

В ОАО «Стальканат» имеется обтяжной стенд с рабочим усилием до 1000 кН и длиной до 30 м.

Следует отметить, что операция предварительной обтяжки, в принципе, полезна практически для всех канатов, однако производить её на специальных стендах не всегда целесообразно. Например, канаты большинства грузоподъёмных машин проходят обтяжку в процессе статических и динамических испытаний машины и в первые циклы её работы, поэтому производить обтяжку в качестве специальной технологической операции для них не нужно.

Другое дело – канаты подвесных канатных дорог. Для них обтяжка должна быть выполнена до монтажа, чтобы уменьшить ход натяжных устройств и исключить необходимость промежуточных монтажных операций.

Совершенно необходимой операция обтяжки является для канатов и канатных элементов, используемых в качестве несущих элементов в строительных сооружениях (вант, оттяжек и т.п.). Без точного расчета и обтяжки этих элементов невозможно обеспечить сборку и надёжную работу несущей канатной системы.

Глава IV. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ

Прежде всего отметим, что имеются существенные различия между механическими свойствами нового и приработанного или обтянутого каната. Но поскольку обтяжка каната происходит в первые циклы его работы, то ниже будем рассматривать механические свойства приработанных канатов, кроме особо оговариваемых случаев.

1. Агрегатная и конструкционная прочность

В стандартах на канаты стальные указываются две характеристики прочности – суммарное разрывное усилие проволок P_c и разрывное усилие каната в целом P_a – агрегатная прочность. Уменьшение P_a по сравнению с P_c объясняется неравномерным нагружением проволок в канате и зависит от конструкции и параметров его свивки. Для практики представляет интерес также кострукционная прочность , то есть агрегатная прочность каната в условиях эксплуатации в составе конкретной машины или сооружения.

В стандартных канатах четко выражена тенденция уменьшения отношения P_a/P_c с усложнением конструкции (рис. 4.1,*а*). Увеличение отношения P_a/P_c представляет собой существенный резерв повышения эффективности применения стальных канатов, поэтому его необходимо использовать во всех возможных случаях. Этому способствуют правильный выбор сердечника и параметров свивки, равномерное натяжение прядей при свивке каната, предварительная обтяжка, а также операции пластического обжатия прядей (канаты ПК и ТВП).

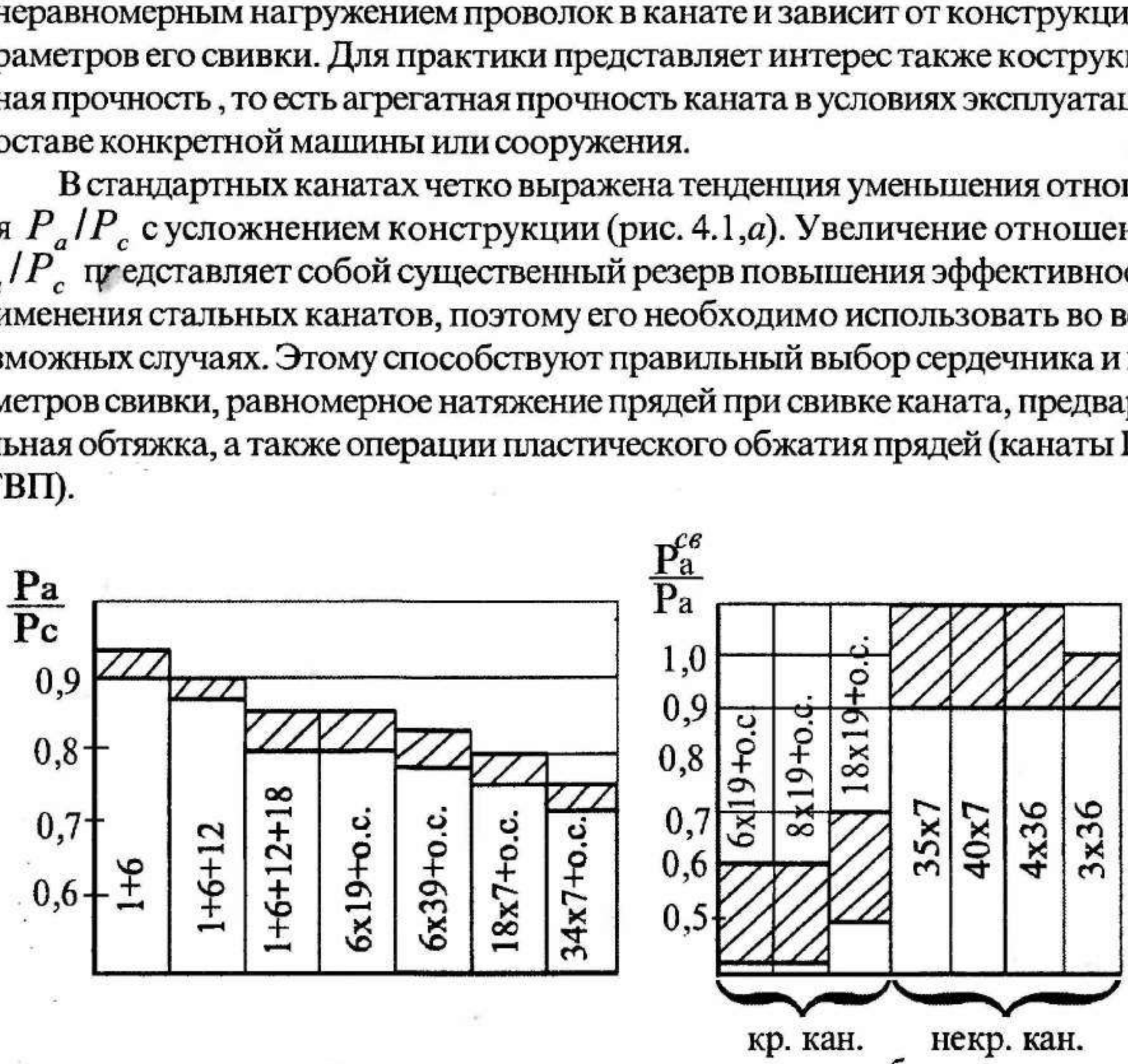


Рис. 4.1. Прочность стальных канатов:
а **– агрегатная по отношению к суммарной при чистом растяжении;**
б **– агрегатная при свободном растяжении по отношению к агрегатной при чистом растяжении**

Разрывное усилие каната в целом P_a относится к чистому растяжению, т.е. к образцам с защемлёнными от вращения концами. Однако в эксплуатации достаточно распростанена схема свободного растяжения, например, подвес груза на одном конце каната или (с некоторым приближением) крепление конца каната с помощью вертлюга. При этом канат имеет возможность кручения, вследствие чего происходит перераспределение нагрузок между его элементами и агрегатная прочнсоть $P_a^{св}$ отличается от регламентированной стандартом P_a.

На рис. 4.1, *б* приведена диаграмма относительной прочности $P_a^{св} / P_a$ канатов разных типов при свободном растяжении по данным работ [11, 88, 101]. При свободном растяжении прочность обычных 6-, 8-прядных канатов уменьшается до половины агрегатной прочности и даже ниже, что не позволяет применять их при низких запасах прочности. Большие потери прочности имеют также малокрутящиеся двухслойные канаты (ГОСТ 3088) и им подобные, поэтому в работе [11] они не рекомендуются для работы в условиях свободного растяжения, а также в качестве шахтных подъёмных при большой глубине шахт.

Кроме больших потерь прочности, следует учитывать также вращение груза при использовании крутящихся и малокрутящихся канатов, что создаёт большие неудобства в работе. Поэтому при свободном растяжении наиболее целесообразно применение некрутящихся канатов, которые, впрочем, отсутствуют в отечественных государственных стандартах и выпускаются в качестве специальных по техническим условиям.

Отметим, что некрутящиеся канаты отдельных конструкций могут иметь даже увеличенную агрегатную прочность при свободном растяжении по сравнению с чистым растяжением (см. заштрихованную область рис. 4.1, *б*). Это можно объяснить более равномерным распределением нагрузок в элементах некрутящегося каната при свободном растяжении.

Практически во всех технических устройствах стальной канат взаимодействует с опорными и направляющими деталями в виде блоков, роликов, катков, коушей, оправок, крюков и т. п. При этом, вследствие изгибных и контактных воздействий или нарушения структуры, его конструкционная прочность P_k снижается, и зачастую весьма существенно, по сравнению с агрегатной прочностью прямого каната P_a.

В работе [60] установлены эмпирические зависимости для конструкционной прочности стальных канатов при перегибе: на цилиндрической оправке $P_к = P_a D/(D+1{,}5d)$; в коуше $P_к = 0{,}67\,P_a$; в отверстии планки $P_к = 0{,}35\,P_a$; на крюке простой петлей $P_к = 0{,}6\,P_a$; на крюке закидной петлей $P_к = 0{,}7\,P_a$.

По данным фирмы PFEIFER конструкционная прочность канатов в местах креплений составляет:

- при зачалке простой петлей или с коушем, а также в клиновом замке – $P_k = 0{,}8\,P_a$;
- крепление в виде петли с замками – $P_k = 0{,}85\,P_a$;

- все виды опрессовок алюминиевыми гильзами и в стальных наконечниках – $P_k = 0{,}9 P_a$;
- заливка спецсплавом – $P_k = P_a$.

В работе [39] определялась прочность каната крестовой свивки при разрыве на неподвижных блоках в диапазоне $D/d = 12{,}5 \div 35{,}0$. Было установлено, что при D/d=12,5 потеря прочности составляет 12 %. Эксперименты в ОНИОСК [46] показали, что в идентичных условиях канаты из высокопрочной проволоки имеют значительно большие потери прочности, чем из обычной канатной проволоки (рис. 4.2).

На вращающихся блоках потери прочности в 2–3 раза больше, чем на неподвижных [39, 50, 70].

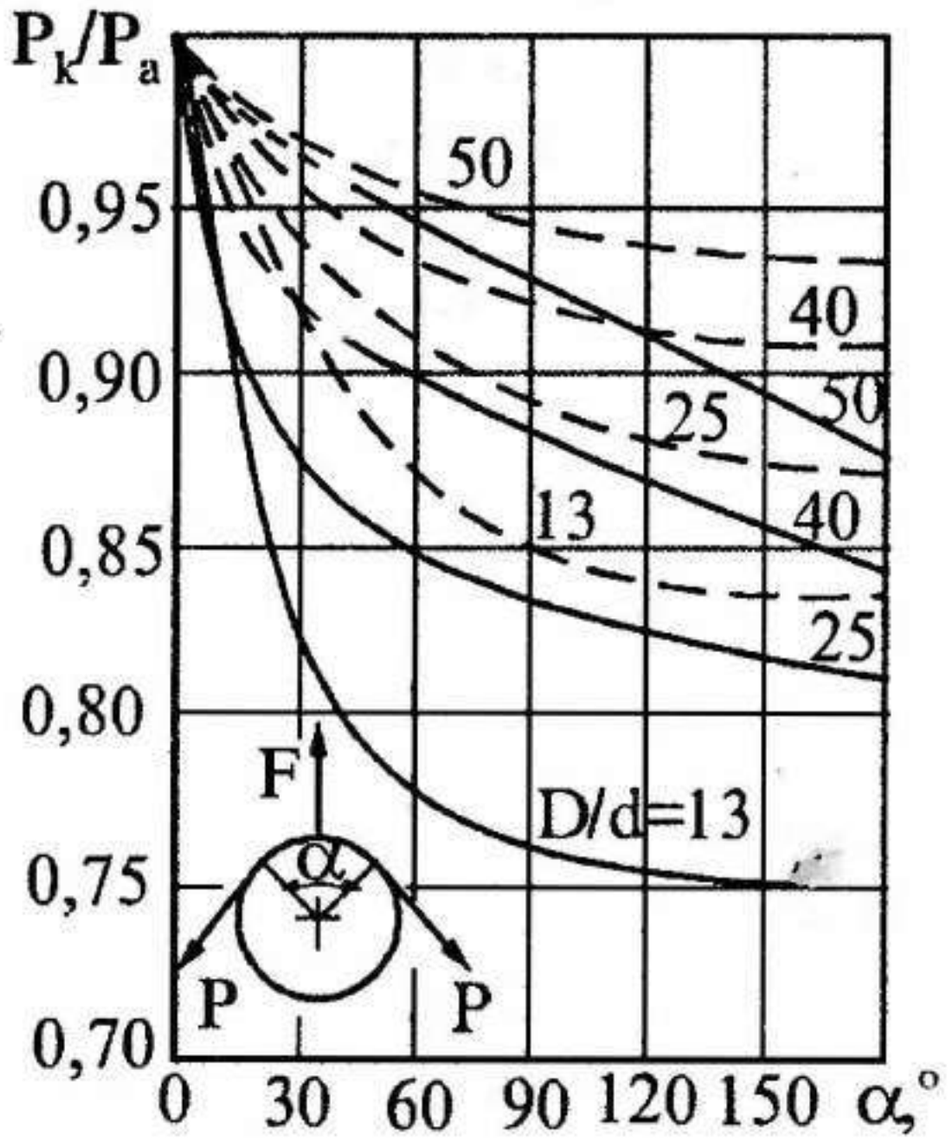


Рис. 4.2. Зависимость относительной конструкционной прочности спиральных канатов 1+6+6/6-18 от угла перегиба на блоке и отношения D/d (сплошные линии – $\sigma_в$ =2940 Н/мм², штриховые – $\sigma_в$ =1760 Н/мм²)

Из приведенного обзора ясно, что большие потери прочности стальных канатов в местах взаимодействия с другими деталями существенно снижают эффективность использования этих высокопрочных элементов машин. Поэтому вопросу повышения надёжности каната в местах крепления и на опорных деталях следует уделять серьёзное внимание. В частности, всегда должны приниматься меры по оптимизации формы и размеров взаимодействующих деталей с целью снижения контактных и изгибных напряжений.

Особую актуальность этот вопрос приобретает в спецтехнике, где канаты эксплуатируются с запасом прочности $z_p = 2$ и ниже, вследствие чего потери прочности на уровне приведенных выше значений вообще недопустимы, так как могут привести к разрушению.

2. Модуль упругости

Следует иметь в виду, что понятие модуля упругости и закон Гука для каната применимы только в упрощенных расчетах, так как стальной канат является стержневой системой с винтовой анизотропией свойств и его состояние

описывается системой уравнений упругости с несколькими упругими константами (см. гл.V). Поэтому модуль упругости $E_к$ следует считать упрощенной характеристикой его упругих свойств, хотя и весьма часто используемой в расчетной практике.

Модуль упругости стального проволочного каната является в общем случае переменной величиной и зависит от конструкции каната, степени его приработки, величины нагрузки и других факторов. Исследования модуля упругости продолжаются уже более 100 лет, однако и сейчас их ещё нельзя считать завершенными.

Известны расчетные формулы А.Н. Динника [27] – $E_к = E\cos^4\alpha\cos^4\beta$, П.П.Нестерова [53] – $E_к = E(1-\mu_r tg^2\beta)\cos^4\alpha\cos^4\beta$, М.Ф. Глушко [6] – $E_к = A/F_c$, где A – жесткость каната на растяжение (5.8); μ_r – коэффициент сужения (4.3). Входящий в эти формулы модуль упругости E принимается постоянным, хотя в работе [42] установлена эмпирическая зависимость модуля упругости стальной канатной проволоки от её прочности $E = 5075 + 75\sigma_в$ кГс/мм^2 в диапазоне исследуемых $\sigma_в$ =150...230 кГс/мм^2.

Однако приведенные формулы, также как и формулы других авторов, не учитывают всего многообразия факторов, влияющих на модуль упругости, поэтому наиболее надёжным остаётся его экспериментальное определение. В литературе имеется определённый банк экспериментальных данных [6, 26, 34, 53, 54, 56, 90, 91, 92 и др.], который позволяет выявить основные закономерности.

Анализ диаграмм растяжения однослойных канатов с органическим сердечником показывает, что они могут быть линеализированы в соответствии с законом Гука вплоть до нагрузок $(0{,}45 \div 0{,}55)P_a$ – для новых канатов и $(0{,}60 \div 0{,}68)P_a$ – для обтянутых канатов [91].

На рис. 4.3 показаны типовые диаграммы растяжения нового и обтянутого канатов конструкции 6х36(1+7+7/7+14)+ о.с. диаметром 44,0 мм [91]. Петли гистерезиса на диаграммах для нового каната значительно большие, чем для обтянутого. Для новых канатов также имеются большие различия между модулями упругости, определёнными при нагрузке и разгрузке образца $\left(\vec{E}_к / \bar{E}_к \approx 0{,}6\right)$.

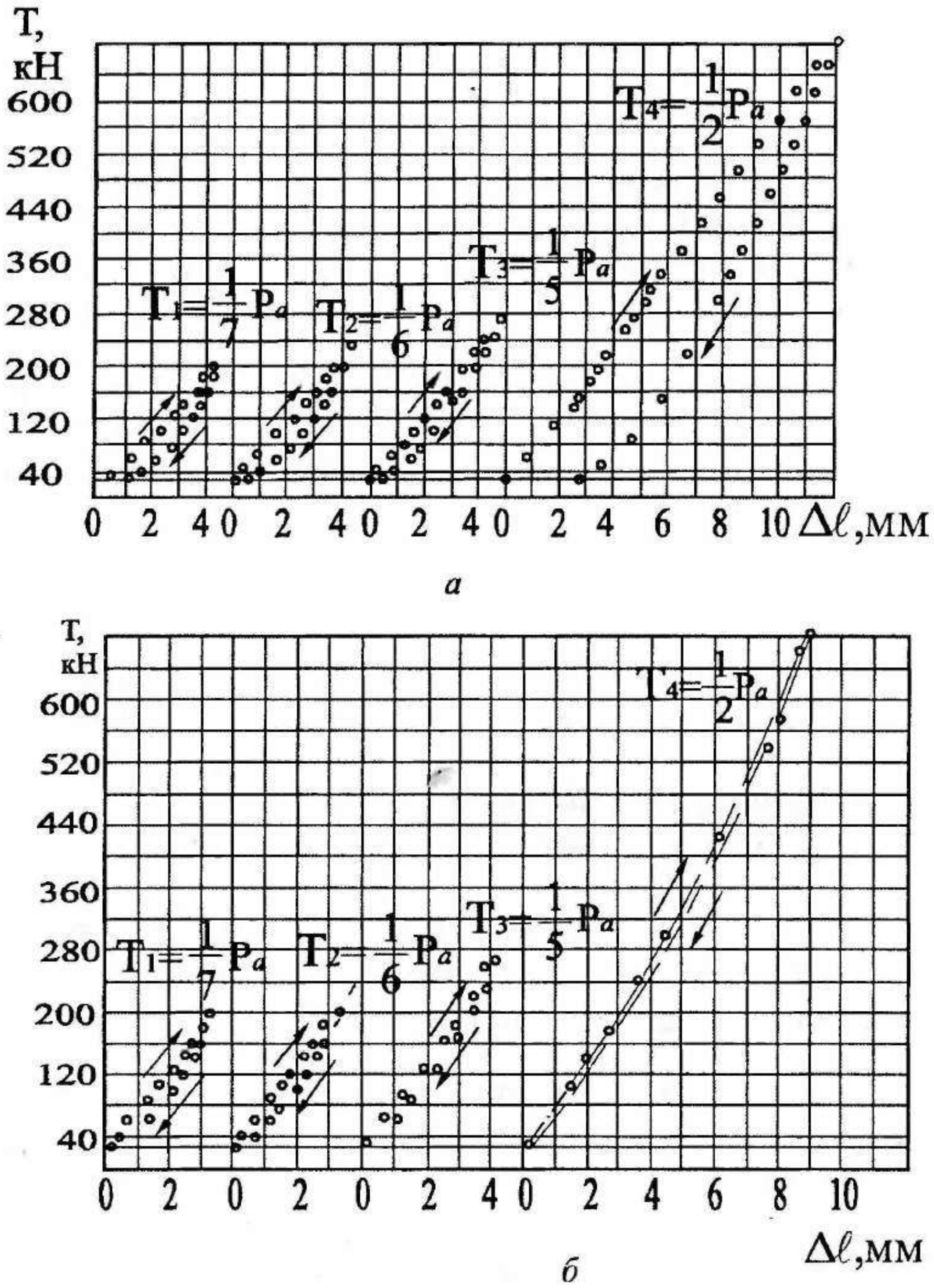


Рис. 4.3. Типовые диаграммы растяжения канатов:
а – нового; *б* – приработанного

После трехкратного нагружения усилием $T_c = 0{,}5P_a$ канат приобретает свойства обтянутого, при этом площади петель гистеризиса резко уменьшаются, а различия модулей упругости при нагрузке и разгрузке становятся небольшими $(\bar{E}_к / \bar{\bar{E}}_к = 0{,}93 \div 0{,}99)$.

Диаграммы растяжения обтянутого каната имеют некоторую нелинейность обеих ветвей (см. рис. 4.3, *б*), которая отражает зависимость модуля упругости от нагрузки (рис. 4.4). В работе [36] предложено аппроксимировать эту зависимость линейной функцией $E_к = E_o + c\sigma_p$, где σ_p – среднее напряжение

растяжения в канате; E_o и c определяются по данным опытов, например, для канатов ТК 6х19+о.с $E_o = 0{,}63 \cdot 10^5$ Н/мм^2, $c = 230$.

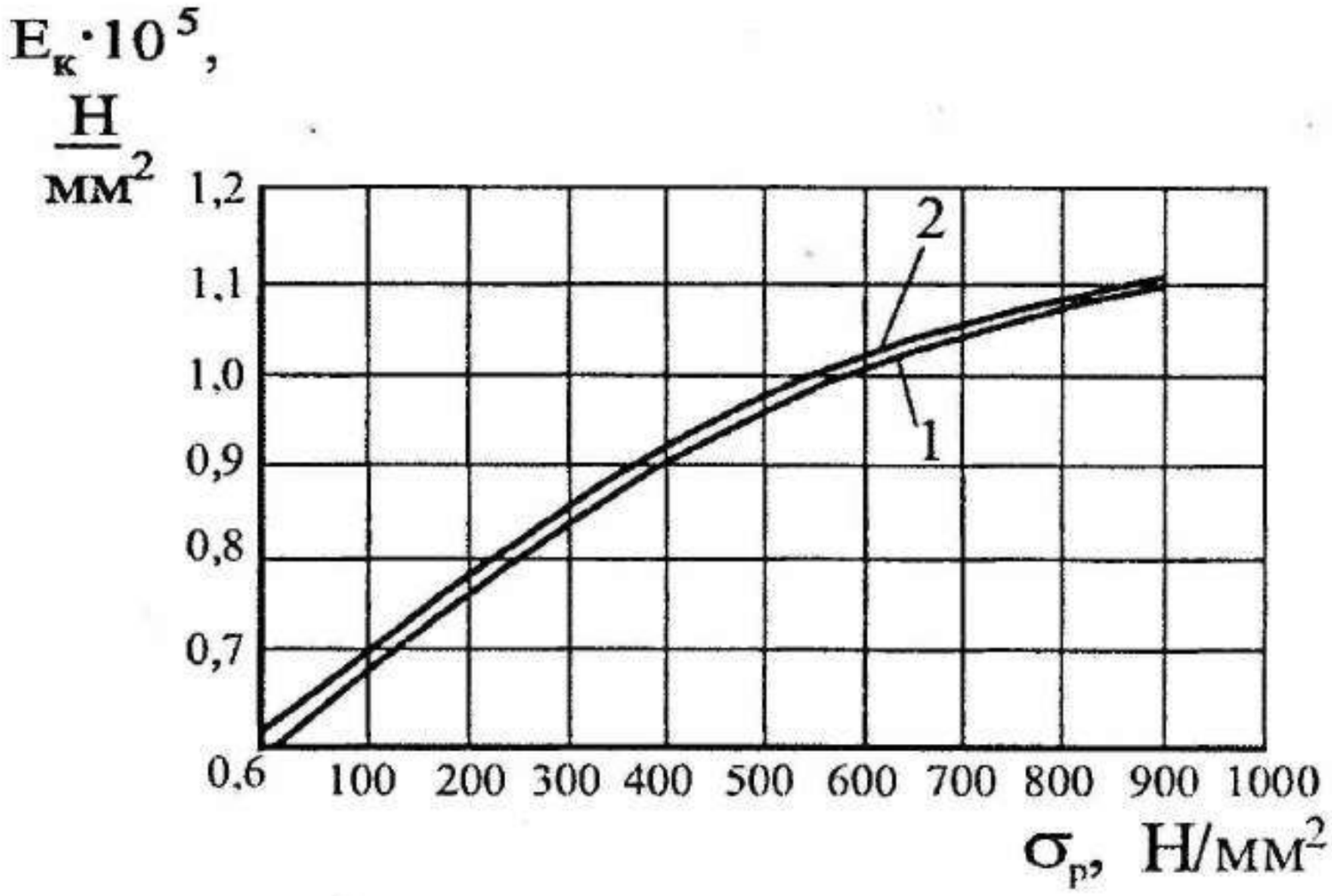


Рис. 4.4. Зависимость модуля упругости от средних напряжений растяжения для приработанного каната:
1 – нагрузка; 2 – разгрузка

В работе [91] на основе статистической обработки экспериментальных данных предложена обобщенная математическая модель зависимости модуля упругости канатов с органическим сердечником от конструктивных и эксплуатационных факторов в виде

$$E_к = 72429 - 118{,}78d + 33609{,}7i_w - 255{,}68i_d - 8412i_s - \\ - 3305{,}6p_s - 5502{,}8\ell_s - 5880{,}2\ell_p + 972{,}3\sigma_p - \\ - 5688i_w^2 + 0{,}487i_d^2 - 5{,}99\sigma_p^2 \quad \text{Н/мм}^2, \tag{4.1}$$

где d – диаметр каната; i_w – число слоёв проволок в пряди; i_d – число всех проволок в канате; i_s – число слоёв прядей в канате; p_s – точечное касание проволок; ℓ_s – линейное или смешанное касание проволок в пряди; ℓ_p – крестовая свивка.

Для некоторых конструкций канатов уравнения регрессии типа (4.1), а также значения параметров и модулей упругости в диапазоне нагрузок $\sigma_p = 50 \div 800$ Н/мм^2 приведены в табл. 4.1.

На основе достаточно многочисленных опытов в работе [90] предложена следующая упрощенная эмпирическая формула для круглопрядных канатов

$$E_к = C_1 + \frac{C_2}{\sigma_p + C_3}, \tag{4.2}$$

где константы $C_{1,2,3}$ приведены в табл..4.2 для однослойных канатов или в табл. 4.3 для многопрядных некрутящихся 2- и 3-слойных канатов.

На практике часто пользуются усреднёнными значениями $E_к$, Н/м² [3]: канаты закрытой конструкции – $1{,}6 \cdot 10^{11}$; канаты с металлическим сердечником – $1{,}4 \cdot 10^{11}$; канаты с органическим сердечником – $1{,}0 \cdot 10^{11}$.

В связи с винтовой анизотропией механических свойств стального каната его динамический модуль, определяемый по скорости распростанения продольной волны, оказывается несколько выше, чем статический модуль упругости [см. (5.20)]. Это различие для канатов разных конструкций составляет 5–30 %. Конкретные числовые значения имеются в работах [6, 56, 91, 96 и др.].

Таблица 4.1.

Уравнения регрессии и значения модуля упругости канатов разных конструкций

Тип каната	i_w	Уравнения регрессии	d, мм	c, x10⁴ Н/мм²	$E_к$, x10⁵ Н/мм²
Трехгранно-прядные	1 2 3	$E_к = 972{,}3\sigma_р - 5{,}99\sigma_р^2 - 118{,}78d + c$	25 26-54 56-65	6,67 7,40 8,00	1,032 1,104-1,070 1,128-1,117
Круглопрядные ЛК, односторонняя свивка	2 3	$E_к = 1001\sigma_р - 6{,}01\sigma_р^2 + 191{,}9d - 29{,}11d^2 + c$	20-26 28-60	4,78 4,23	1,161-1,196 1,148-0,943
Круглопрядные ТК, односторонняя свивка	2 3		20-40 40-60	4,68 4,13	1,151-1,186 1,131-0,933
Двухслойные круглопрядные 12x7+6x19+ +о.с.	2/1		22-32	5,84	0,952-0,940
Двухслойные плоскопрядные 6x10+4x10+ +о.с.	1	$E_к = 972{,}3\sigma_р - 5{,}99\sigma_р^2 + 118{,}78d + c$	22-32	5,95	0,963-0,951
Трехслойные плоскопрядные 7x24+5x20+ +4x7+о.с.	2		36-62	5,54	0,906-0,875

Таблица 4.2.

Значения констант $C_{1,2,3}$ в формуле (4.2) для однослойных канатов)

Состояние каната	Тип сердечника *)	Вероятность, %	Дисперсия, $x10^3$ Н/мм^2	Константа C_3, Н/мм^2	Константа C_2, $x10^6$ Н/мм^2	Константа C_1, $x10^5$ Н/мм^2					
						шесть прядей			восемь прядей		
						один слой проволок	два слоя проволок	три слоя проволок	один слой проволок	два слоя проволок	три слоя проволок
Новый	FEN	64	14	161	-10,70	1,18 1,12	1,02 0,96	1,01 0,95	1,16 1,10	1,00 0,94	0,99 0,93
Обтянутый: разгрузка	FEN FEC	82	11	161	-14,40	1,52 1,41	1,41 1,30	1,38 1,27	1,49 1,38	1,38 1,27	1,35 1,24
нагружение	FEN FEC	89	11	192	-25,50	1,77 1,66	1,66 1,55	1,63 1,52	1,74 1,63	1,63 1,52	1,60 1,49
Новый	SE SESP SESUG SESUF	75	13	81	-5,14	1,20 1,37 1,26 1,08	1,05 1,22 1,11 0,93	1,04 1,21 1,10 0,92	1,03 1,20 1,09 0,91	0,88 1,05 0,94 0,76	0,87 1,04 0,93 0,75
Обтянутый: разгрузка	SE SESP SESUG SESUF	89	10	131	-12,50	1,60 1,63 1,56 1,35	1,49 1,52 1,45 1,24	1,47 1,50 1,43 1,22	1,49 1,52 1,45 1,24	1,38 1,41 1,34 1,13	1,36 1,39 1,32 1,11
нагружение	SE SESP SESUG SESUF	91	10	167	-20,50	1,77 1,80 1,73 1,52	1,66 1,69 1,62 1,41	1,64 1,67 1,60 1,39	1,66 1,69 1,62 1,41	1,55 1,58 1,51 1,30	1,53 1,56 1,49 1,28

* FEN – органический сердечник; FEC – синтетический сердечник, полипропилен; SE – прядь в канате из однослойных прядей, канат двойной свивки в канате из двух- и трехслойных прядей; SESP – канат односторонней свивки; SESUG – канат двойной свивки с синтетическим покрытием; SESUF – канат двойной свивки, покрытый волокнистым материалом

Таблица 4.3.

Значения констант $C_{1,2,3}$ в формуле (4.2) для многопрядных канатов

Параметры	Состояние		
	Новый	Обтянутый	
		Нагружение	Разгрузка
Вероятность, %	62	75	86
Дисперсия, кН/мм^2	12	11	11
Константа C_3, Н/мм^2	35	149	229
Константа C_2, 10^6 Н^2/мм^4	-1,7	-11,2	-26,7
Константа C_1, 10^5 Н/мм^4:			
2 слоя прядей	0,90	1,23	1,51
3 слоя прядей	0,89	1,21	1,49

3. Поперечная жёсткость

Прежде всего отметим, что в литературе нет единого физического параметра – поперечной жёсткости каната как коэффициента пропорциональности между силой и деформацией. Это объясняется тем, что поперечная деформация стального каната зависит от схемы его нагружения, поэтому жёсткостные параметры вводят применительно к конкретным условиям работы каната.

Наиболее распространенным видом поперечного нагружения является сжатие каната при многослойной навивке на барабан. Моделируя этот случай сжатием каната между параллельными губками, проф. Б.С. Ковальский ввёл модуль поперечного сжатия [97] $K = dp/\varepsilon_d$, где $\varepsilon_d = \Delta d/d$ – относительная деформация; $p = P/\ell d$; P – сила сжатия губок; ℓ – длина губок. На основе опытов рекомендуются эмпирические зависимости для шестипрядных канатов с органическим сердечником $K = 10^8 + 0{,}5\sigma_p$, Н/м^2, с металлическим сердечником $K = 3\cdot 10^8 + \sigma_p$, Н/м^2.

В рабочем диапазоне нагрузок $\sigma_p = 200 \div 300$ МН/м^2 отношение модулей $K/E_k = const$ и рекомендуется для канатов с органическим сердечником $K/E_k = (2{,}0 \div 2{,}1)\cdot 10^{-3}$, для канатов с металлическим сердечником $K/E_k = (4{,}2 \div 4{,}3)\cdot 10^{-3}$.

Конечно, приведенные значения модуля поперечного сжатия далеко не исчерпывают всего многообразия возможных условий поперечного нагружения канатов разных конструкций, поэтому исследования в данном направлении должны быть продолжены.

От поперечной жёсткости каната зависит уменьшение его диаметра при растяжении-кручении. В работе [6] проф. М.Ф. Глушко ввёл коэффициент сужения каната, как аналог коэффициенту Пуассона

$$\mu_r = -\frac{\varepsilon_r}{\varepsilon + \frac{e'}{d'}\theta}, \tag{4.3}$$

где $\varepsilon, \varepsilon_r, \theta$ – относительная продольная, поперечная и крутильная деформации каната; e' и d' – расчетные коэффициенты (см. гл. V).

При отсутствии кручения ($\theta = 0$)

$$\mu_r = -\frac{\varepsilon_r}{\varepsilon} = \frac{\Delta d}{2r_0\varepsilon}, \tag{4.4}$$

где Δd – изменение диаметра каната; r_0 – радиус свивки наружного слоя прядей.

В опытах [24] при чистом растяжении определялась другая величина – так называемый конструктивный коэффициент

$$k = -\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon} = \frac{\Delta d}{\varepsilon d} = \mu_r \frac{d_0}{d},$$

где $d_0 = 2r_0$.

Для шестипрядных канатов с органическим сердечником на основе опытов [24] и с учетом их анализа в работе [6] рекомендуется:

новый канат $k = 3{,}6 \div 4{,}9$, $\mu_r = 2{,}4 \div 3{,}3$;

обтянутый канат $k = 1{,}2 \div 1{,}7$, $\mu_r = 0{,}8 \div 1{,}2$.

Для канатов с металлическим сердечником и многопрядных можно принимать $\mu_r = 1$.

Отметим, что коэффициент сужения μ_r входит в расчетные формулы для коэффициентов жесткости каната в обобщенных уравнениях равновесия (см. гл. V), а также в формулу П.П. Нестерова для модуля упругости (см. выше п.2).

4. Изгибная жесткость

Вопрос об изгибной жесткости является ключевым для всех исследований изгиба стального каната. Особое значение имеет изгибная жесткость для формирования переходных участков, а также при изгибе на опорной поверхности малых размеров, когда канат не принимает кривизны опорной поверхности, что затрудняет определение размеров опорного участка и удельной нагрузки. В 1965 г. международная организация по исследованию стальных канатов OIPEEC создала специальную рабочую группу по изучению изгибной жесткости [87], однако и в настоящее время этот параметр исследован значительно меньше других жесткостных параметров стальных канатов.

Внутренние сопротивления изгибу каната включают в себя упругие силы, внутреннее трение, сопротивления пластическим деформациям в точках контакта проволок, причем, общая картина этих сопротивлений очень сложна и не вполне изучена. Поэтому изгибную жесткость каната не удается определить, как для

сплошного стержня в виде произведения *EI,* поскольку, во-первых, канат является квазиупругим телом, во-вторых, момент инерции поперечного сечения не определён из-за подвижности части проволок.

Обобщение известных данных. Следует отметить, что до настоящего времени не существует единой методики определения изгибной жесткости стальных канатов, поэтому известные экспериментальные исследования носят фрагментарный, а зачастую и противоречивый характер.

Известны несколько серий опытов по определению изгибной жесткости стального каната в ненатянутом состоянии [4, 33, 35]. Основным результатом этих исследований является вывод о том, что изгибная жесткость ненатянутого каната примерно (с некоторым превышением) равна сумме изгибных жесткостей всех проволок ΣEI . Однако значение этого результата не велико, так как канаты практически не используются без нагрузки.

В опытах с натянутым канатом не удается реализовать классическую схему чистого изгиба, поэтому разные авторы применяют разные методики, в основном, используя частотный и статический способы определения изгибной жесткости.

Постановка опытов частотным способом основана на использовании известной зависимости частот поперечных колебаний стержня от величины изгибной жесткости и натяжения. Результаты опытов с канатами двойной свивки [69] приведены на рис. 4.5.

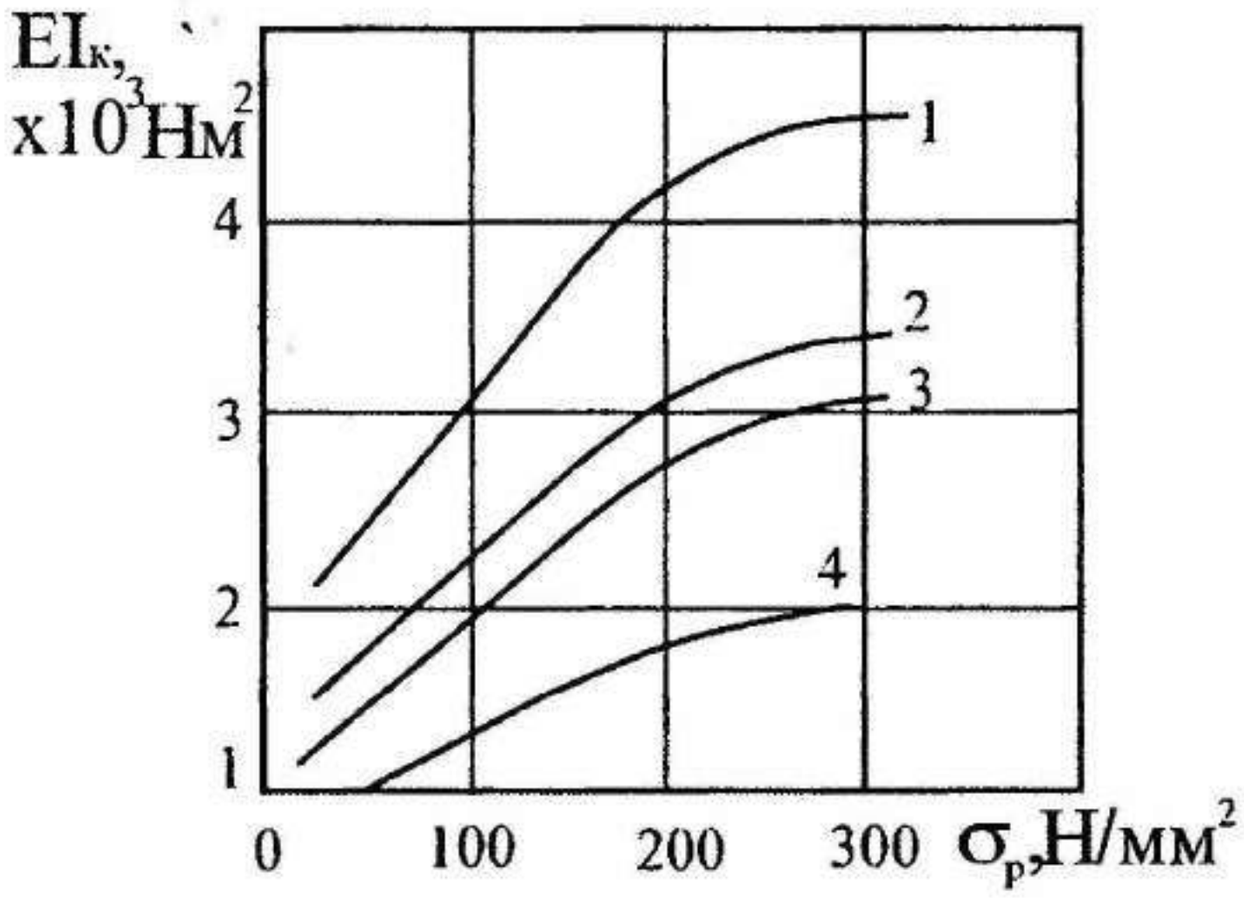


Рис. 4.5. Графики зависимости изгибной жесткости стальных канатов от средних напряжений растяжения:
1 – 6x19(1+6+12)+о.с., d = 37,0 мм;
2 – 6+36(1+7+7/7+14)+о.с., d=35,5 мм;
3 – 6x19(1+6+12)+о.с., d=34,0 мм;
4 – 6x37(1+6+12+18)+о.с., d=32,5 мм

Как видим, в данном случае установлена прямо пропорциональная зависимость изгибной жесткости от нагрузки до растягивающих напряжений $\sigma_p = 170 \div 180$ Н/мм². Затем интенсивность роста жесткости резко уменьшается и при напряжениях $\sigma_p = 270 \div 300$ Н/мм² и более она сохраняется практически постоянной. Это соответствует такому состоянию каната, когда практически все проволоки сцеплены друг с другом силами трения. Канат в этом случае можно считать своеобразным составным стержнем, в котором проволоки спаяны друг с другом. Значение изгибной жесткости такого стержня поддает-

ся расчету и является предельным для каната (B_{max}). Однако нужно иметь в виду, что эти результаты относятся только к прямому канату.

Статический способ основан на измерении прогибов натянутого каната под действием поперечной нагрузки. Впервые такие опыты провел Stephan [100] с канатами спиральной конструкции, применяемыми на кабель-кранах и подвесных канатных дорогах. Затем Б.С. Ковальским и его учениками были проведены исследования канатов двойной свивки точечного и линейного касания и спиральных закрытых канатов [62]. Образец каната нагружался по схеме, приведенной на рис. 4.6, и определялся прогиб y. Для исключения влияния сил внутреннего трения на стабильность результатов применялось легкое постукивание по грузу. Результаты обработаны в виде относительного параметра $\tilde{\varepsilon} = B_k / EI_c$ (здесь B_k – изгибная жесткость каната; EI_c – изгибная жесткость стержня такого же диаметра, что и канат).

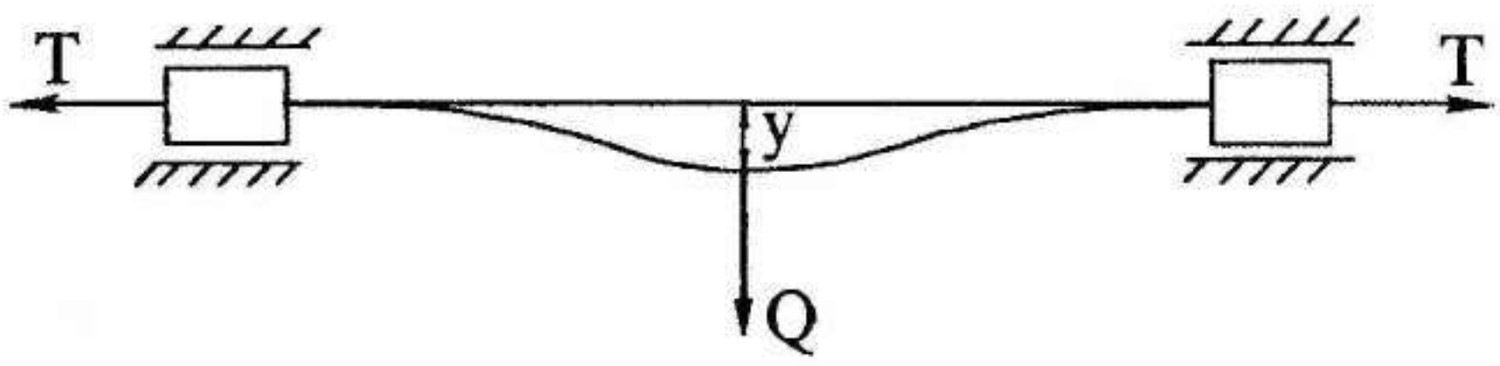


Рис. 4.6. Схема опытов по определению изгибной жесткости

На рис. 4.7 приведена опытная зависимость $\tilde{\varepsilon}(\sigma_p)$. Как видим, функция $\tilde{\varepsilon}(\sigma_p)$, а, следовательно, и зависимость $B_k(\sigma_p)$, в принципе, нелинейны, хотя в ряде случаев допускают вполне удовлетворительную линейную аппроксимацию (штриховая линия в диапазоне нагрузок $\sigma_p = 100 \div 350$ Н/мм²).

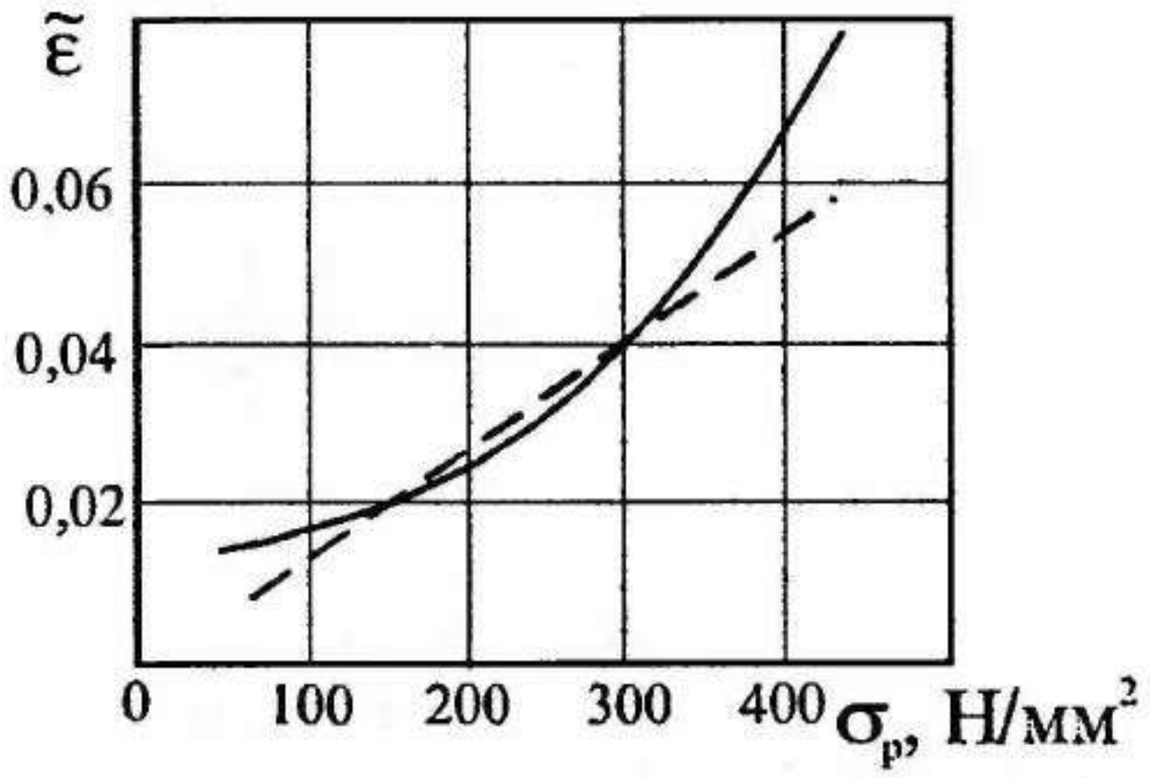


Рис. 4.7. Зависимость относительной изгибной жесткости канатов ТК 6х19+о.с. от средних напряжений растяжения

Для инженерных расчетов рекомендуется формула $B_k = k^2 d^2 T$, где коэффициент $k = 500\sqrt{\tilde{\varepsilon} / \sigma_p}$ является более стабильным параметром, чем $\tilde{\varepsilon}$.

Значения коэффициента k для некоторых канатов приведены ниже:

Конструкция каната		k
ЛК-Р	6х19+о.с.	1,6-1,7
ТЛК-О	6х36+о.с.	1,6-2,0
ТЛК-О	6х31+о.с.	1,6-2,0
ТК	6х19+о.с.	1,7-1,9
ТК	6х37+о.с.	1,6-1,8
ЛК-З	6х25+о.с.	1,8-1,9

Следует отметить, что в описанных опытах на величины $\tilde{\varepsilon}$ и k существенное влияние оказывала длина образца, что свидетельствует об условности полученных результатов.

Внутренняя механика изгиба стального каната очень сложна, поэтому пока нет аналитических формул для расчета изгибной жесткости каната, как, например, коэффициентов жесткости прямого каната. Однако в работе [6] решена частная задача о влиянии внутренней контактной нагрузки на изгибную жесткость каната.

Рассмотрев аналогию с изгибом плотно свитой пружины, М.Ф. Глушко принимает, что в канате также наступает тангенциальный контакт элементов со стороны вогнутости. При этом нейтральная линия смещается в область тангенциального контакта и канат в целом растягивается дополнительной силой, равной контактной силе. Ясно, что при этом момент сопротивления изгибу увеличивается по сравнению с изгибом несомкнутого каната.

Исходя из таких предпосылок, в работе [6] получены формулы для определения изгибной жесткости канатов одинарной и двойной свивки типа ТК вида

$$B_k = a_1 \delta^4 \left(a_2 + a_3 \sigma_p \right), \tag{4.5}$$

где δ – диаметр проволоки; $a_{1,2,3}$ – расчетные коэффициенты (для некоторых конструкций канатов численные значения имеются в работе [6]).

Заметим, что явление смыкания элементов со стороны вогнутости является вредным как с точки зрения увеличения изгибной жесткости, так и вследствие появления дополнительных растягивающих и контактных нагрузок в канате. Поэтому стальной канат следует проектировать таким образом, чтобы тангенциальный контакт элементов в заданных условиях эксплуатации не наступал.

Сопоставление рассмотренных исследований показывает, что во всех случаях изгибная жесткость стального каната увеличивается с увеличением натяжения, причем эта зависимость может быть принята прямо пропорциональной, во всяком случае, в диапазоне рабочих нагрузок канатов общепромышленного назначения.

В принципе, изгибная жесткость может изменяться от значения $B_0 = \Sigma EI$ при отсутствии натяжения до предельного значения $B_{\max} = EI_{\max}$, где $I_{\max}$ – момент инерции металлического сечения каната при условии, что все проволоки

и пряди спаяны друг с другом. В работе [62] дана следующая оценка пределов изменения B_k: для каната 6х19+о.с. $B_{\max} = 227\,B_0$, для каната 6х37+о.с. $B_{\max} = 440\,B_0$. Таким образом, в зависимости от натяжения изгибная жесткость каната может изменяться в весьма широком диапазоне.

Численные результаты исследований разных авторов при одинаковых нагрузках сильно отличаются. Например, для каната по ГОСТ 3070-55 конструкции 6х19(1+6+12)+о.с., диаметром 34 мм при напряжении растяжения $\sigma_p = 300$ Н/мм^2 частотным способом получены (см. рис. 4.5) значения изгибной жесткости $B_k = 3000$ Н·м^2. Из опытов Б.С. Ковальского (статический способ) имеем для этого каната $B_k = 534$ Н·м^2, что в 5,6 раза меньше, чем было определено частотным способом. Расчетом по формуле (4.5) получено $B_k = 83{,}1$ Н·м^2, что в 36 раз меньше, чем частотным методом и в 6,4 раза меньше, чем статическим.

Такое большое расхождение результатов не обязательно свидетельствует о неправильности того или иного способа определения изгибной жесткости. Здесь просто нашло отражение непостоянство механических свойств стального каната в зависимости от условий его применения, главным образом, от его кривизны. Это объясняется тем, что в прямом канате, при достаточном натяжении большинство элементов сцеплены друг с другом силами трения покоя, поэтому изгибная жесткость каната максимальна. В пределе, при увеличении натяжения, она приближается к своему максимально возможному значению B_{max}. В этом случае соблюдается гипотеза плоских сечений и канат можно рассматривать как упругий стержень.

При увеличении изгиба происходят депланации поперечных сечений, сопровождающиеся относительными смещениями элементов каната, вследствие чего упругая изгибная жесткость уменьшается, но зато увеличиваются неупругие сопротивления изгибу, обусловленные внутренними силами трения скольжения. Ясно, что упругие сопротивления будут тем меньшими, а неупругие – тем большими, чем большая подвижность элементов каната, т. е. чем большая его кривизна. Натяжение в данном случае предполагается постоянным.

С учетом изложенного, можно дать следующее объяснение отмеченным выше расхождениям в определении изгибной жесткости. В опытах частотным способом [69] определялась изгибная жесткость прямого каната, поэтому она оказалась значительно большей, чем для случая статического изгиба каната поперечной нагрузкой [62]. Заметим, что в опытах Б.С. Ковальского могли быть получены несколько большие значения изгибной жесткости, если бы методикой не исключались сопротивления, обусловленные внутренним трением в канате. Очевидно, при изгибе на блоках, когда кривизна значительно больше, чем в описанных случаях, следует ожидать ещё меньших значений изгибной жесткости. Однако для этого случая изгибная жесткость до недавнего времени не исследовалась вообще.

Приведенный выше анализ позволяет сделать следующие выводы:

1. Изгибная жесткость проволочного каната не может быть определена однозначно как некоторое свойство самого каната, не зависящее от условий его применения. В частности, экспериментальными исследованиями установлена сильная пропорциональная зависимость изгибной жесткости от натяжения [62, 69, 92, 256 и др.]. Зависит она также от условий смазки и других эксплуатационных факторов.

2. Изгиб стального каната сопровождается внутренним трением между элементами, поэтому его нельзя рассматривать как чисто упругое тело. По этой причине упругая модель каната не позволяет дать аналитического описания различному поведению набегающей и сбегающей ветвей при огибании блока, обратному перегибу каната за катком ходовой тележки, рассеянию энергии при изгибе и т.п.

3. Изгибная жесткость каната зависит от кривизны и уменьшается с увеличением последней. Известные ранее опытные данные можно распространить только на случай малого изгиба каната (ванты, растяжки, несущие канаты, прямые участки тяговых канатов и т.п.). Применительно к большому изгибу канатов на блоках требуются новые методики исследования изгибной жесткости.

Трибожесткость и приведенная изгибная жесткость. В рассмотренных исследованиях авторы не учитывали влияние внутреннего конструкционного трения в канате, которое проявляется достаточно сильно, особенно, при большом изгибе. Внешними проявлениями конструкционного трения являются различие форм изгиба набегающей и сбегающей ветвей каната, большая петля гистерезиса и т.п. Для учета и аналитического описания этих явлений требуется новая расчетная модель каната и новый подход к изгибной жесткости.

На основе теоретических исследований и опытных данных установлено, что момент сопротивления изгибу, обусловленный силами внутреннего конструкционного трения, пропорционален кривизне, как и момент упругих сопротивлений. Этот фактор наглядно демонстрируется формой петли гистерезиса при изгибе каната (рис. 4.8), которая следует из опытов по изгибу натянутого каната [99, 100].

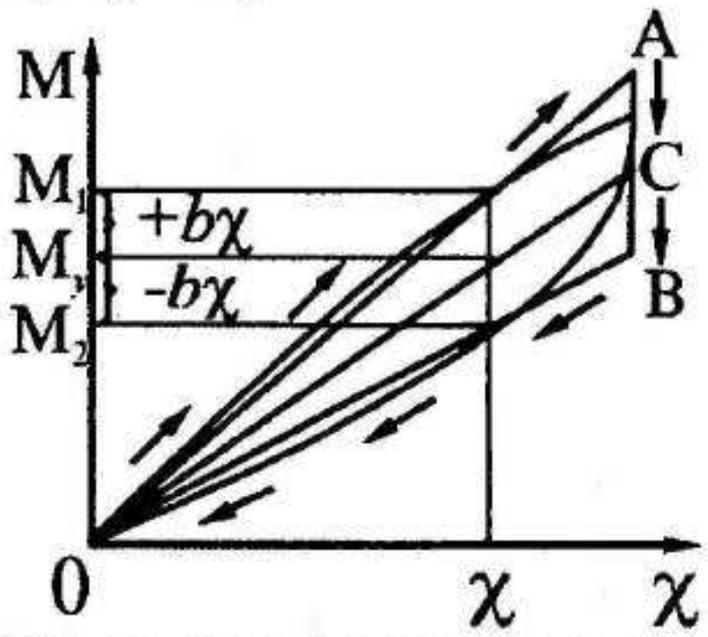


Рис. 4.8. Аппроксимация петли гистерезиса при изгибе каната

Петля гистерезиса допускает аппроксимацию в виде треугольника OAB. Это позволяет представить момент внутренних сопротивлений изгибу в виде суммы

$$M = M_y + M_c sign\frac{d\chi}{dt}, \qquad (4.6)$$

где $M_y = B\cdot\chi$ – момент упругих сопротивлений (линия ОС); $M_c = b\chi$ – момент сопротивлений внутреннего конструкционного трения скольжения между элементами каната.

Учитывая прямую пропорциональность обеих компонент кривизне, запишем (4.6) так

$$M = G\chi\ , \qquad (4.7)$$

где

$$G = B + bsign\frac{d\chi}{dt} \qquad (4.8)$$

представляет собой приведенную изгибную жесткость каната как квазиупругого тела.

Слагаемые в формуле (4.8.) имеют следующий смысл: B – упругая изгибная жесткость каната; b – трибожесткость, т.е. жесткость, обусловленная внутренним конструкционным трением в канате.

По своему физическому смыслу приведенная изгибная жесткость является интегральной характеристикой упругих сопротивлений и сопротивлений типа сухого трения скольжения в канате. Особо обратим внимание, что знак перед вторым слагаемым в (4.8) зависит от направления деформации. Применительно к блоку, например, это означает, что жесткость набегающей ветви $G_1 = B + b$ больше, чем сбегающей $G_2 = B - b$. Это в принципе даёт ключ к объяснению различий формы изгиба набегающей и сбегающей ветвей.

Предположительные графики зависимостей $B(\chi)$ и $b(\chi)$ показаны на рис. 4.9. С увеличением кривизны в канате возрастает подвижность элементов, т.е. число пар скольжения. Поэтому упругая жесткость B уменьшается, а трибожесткость b увеличивается.

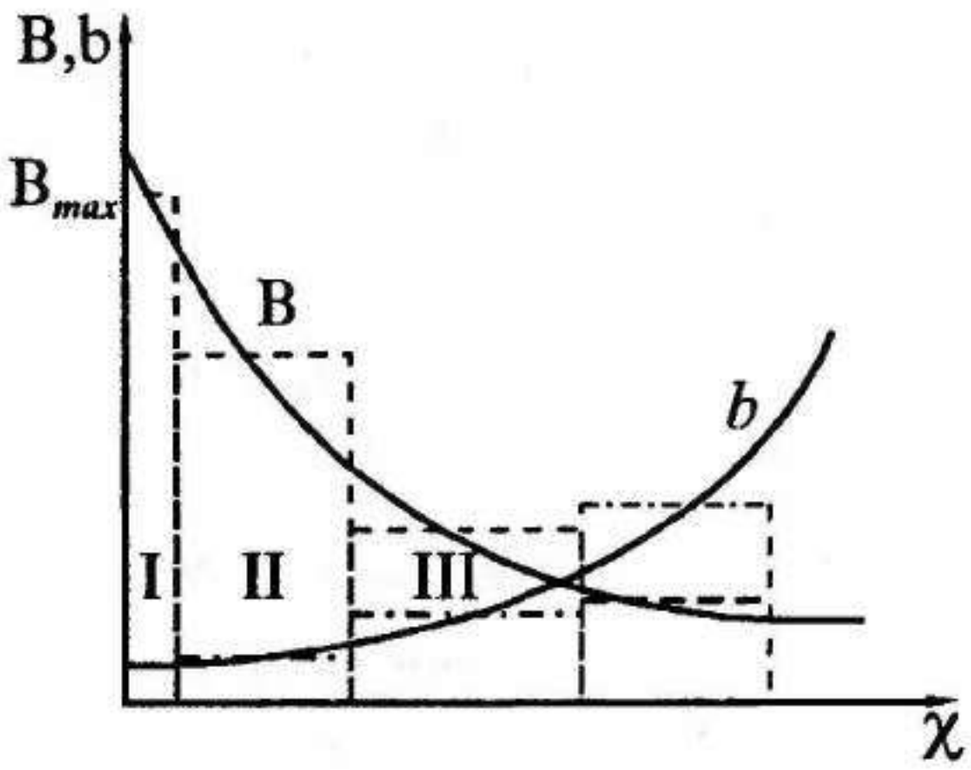


Рис. 4.9. Зависимость компонент изгибной жесткости каната от кривизны

В первом приближении заменяем непрерывные функции ступенчатыми. Это упрощение позволяет при решении конкретных задач принимать $B = const$ и $b = const$ (при постоянном натяжении), накладывая ограничения на пределы изменения кривизны в определённых диапазонах.

В соответствии с техническим назначением канатов ограничительные диапазоны по кривизне назначим в следующих областях, рис. 4.9: I – практически прямые канаты; II – несущие канаты подвесных канатных дорог и кабельных кранов при изгибе под катком; III – тяговые и подъемные канаты.

В приведённой постановке дадим следующее объяснение отмеченным выше расхождениям в определении изгибной жесткости.

В опытах частотным способом [69] определялась упругая изгибная жесткость прямого каната B (область I на рис. 4.9), поэтому она оказалась значительно большей, чем в случае статического изгиба (область II). Очевидно, при изгибе на блоках (область III), когда кривизна значительно больше, следует ожидать ещё меньших значений изгибной жесткости.

Заметим, что применительно к изгибу на блоках имеется обстоятельное экспериментальное исследование момента сил внутреннего конструкционного трения [99], из которого легко может быть определена трибожесткость. Однако в этих опытах не определялась упругая компонента приведенной изгибной жесткости.

Экспериментальные методы определения изгибной жесткости. Исходя из двучленной формы записи приведенной изгибной жесткости, разработано несколько авторских методик определения её компонент.

В табл. 4.4 приведено сопоставление различных способов определения изгибной жесткости. Ввиду относительной простоты приведём здесь самые необходимые комментарии к некоторым методикам (подробные сведения имеются в источниках).

Применительно к изгибу на блоке заслуживает внимания способ уравновешивания блока гибким элементом в связи с относительной простотой определения измеряемых величин – моментов вращения блока M_1 и M_2 или геометрических размеров A_1 и A_2.

С целью проверки этого способа выполнен опыт при следующих условиях: канат 7х37(1+6+12+18) диаметром 5,9 мм; диаметр блока по канавке 100 мм; уравновешивающий гибкий элемент – стальная лента сечением 0,3х10 мм; натяжение каната и ленты в диапазоне 2,0 – 4,8 кН; замер размеров A_1 и A_2 осуществлялся индикатором часового типа.

Результаты опыта приведены на рис. 4.10 в виде зависимости приведенной изгибной жесткости и её компонент от среднего напряжения растяжения в канате. Здесь же для сравнения нанесена кривая $B_k(\sigma_p)$, расчитанная по результатам опытов проф. Б.С. Ковальского [62], выполненных в условиях малого изгиба. Также нанесено значение изгибной жесткости ненатянутого каната $B_0 = \Sigma EI = 0.016\ \text{Н}\cdot\text{м}^2$.

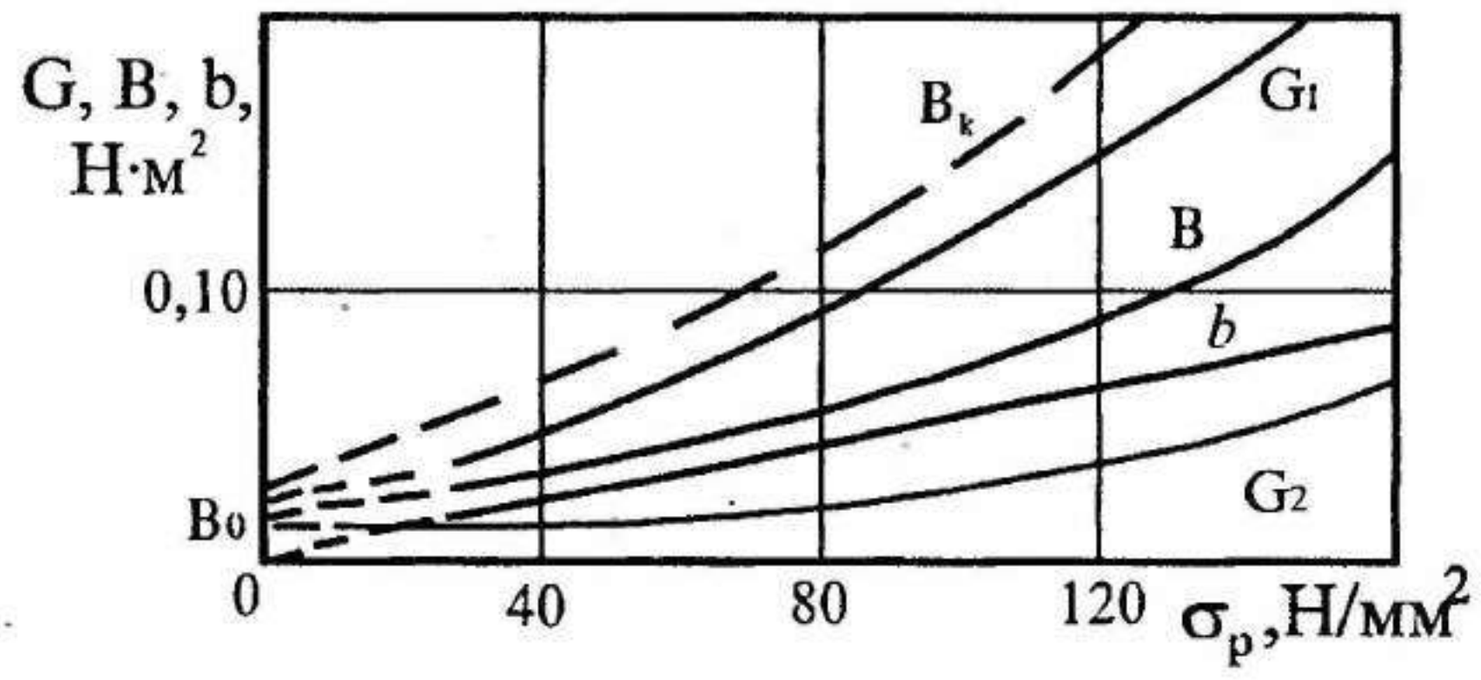


Рис. 4.10. Опытные зависимости приведённой изгибной жесткости и её компонент от среднего напряжения растяжения

Как видим, значения изгибной жесткости B и трибожесткости b в данном опыте имеют один порядок и в 2-3 раза меньше упругой изгибной жесткости B_k при малом изгибе. Это подтверждает высказанную выше гипотезу о снижении изгибной жесткости стального каната при увеличении кривизны и дает первую оценку разнице изгибных жесткостей в областях II и III на рис. 4.9.

С методической точки зрения наиболее перспективен универсальный способ (схема 8, табл. 4.4), который позволяет определять изгибную жесткость каната по единой методике во всём диапазоне кривизны, т.е. для любых условий эксплуатации. Особенность методики заключается в том, что растянутый образец изгибается на двух опорах заданной кривизны, где изгибающий момент $M = G/R$, что позволяет вскрыть статическую неопределимость задачи.

Для вычисления значения изгибной жесткости по точной формуле из опыта необходимо определить стрелу прогиба y_0, радиус кривизны ρ_0 образца в центре пролёта, а также его натяжение F в пролёте. В тех случаях, когда $\rho_0 >> R$, а изменение натяжения на опорных участках можно принять по закону Эйлера проще пользоваться приближенной формулой, для которой из опыта достаточно определить только один параметр – y_0.

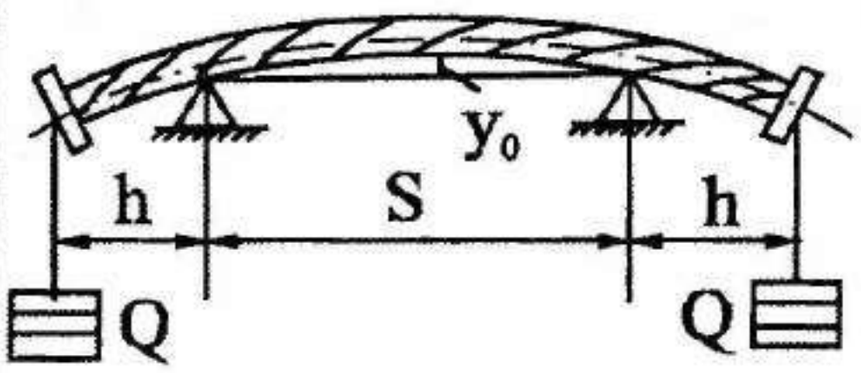
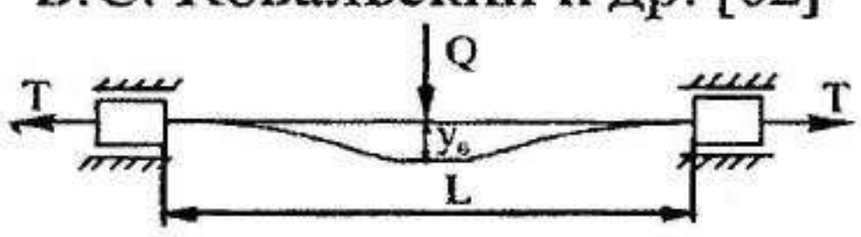
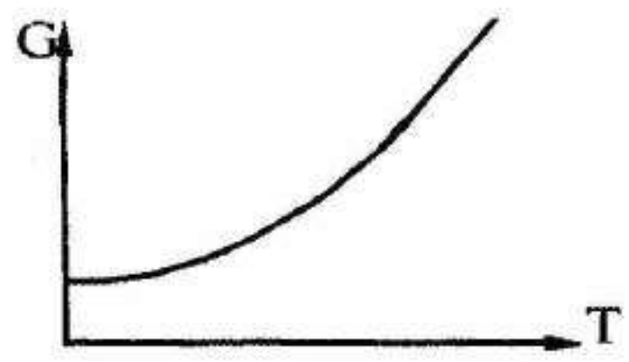
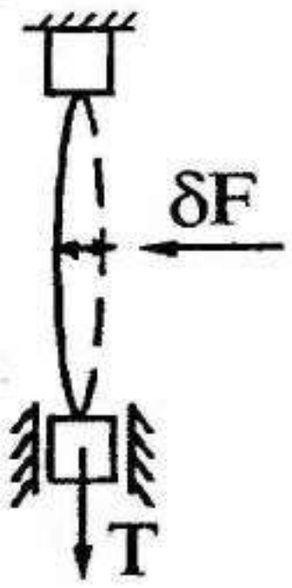
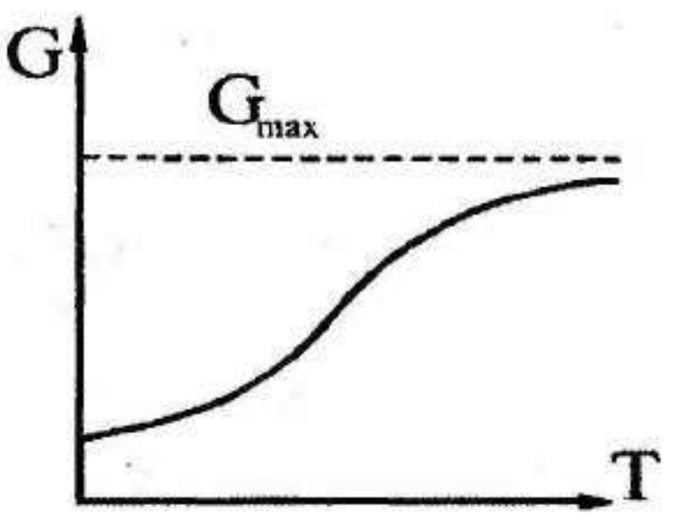
Для реализации этого способа разработаны два устройства в соответствии с двумя основными схемами изгиба растянутого каната в эксплуатации (схема 8,а и 8,б в табл. 4.4).

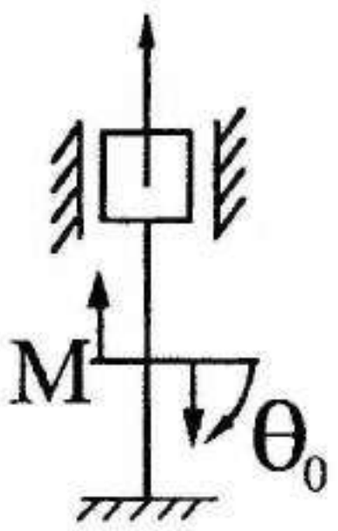
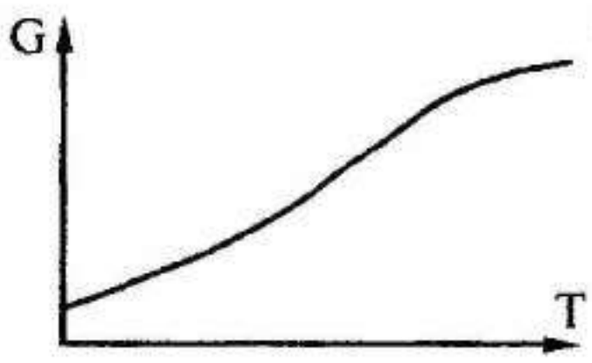
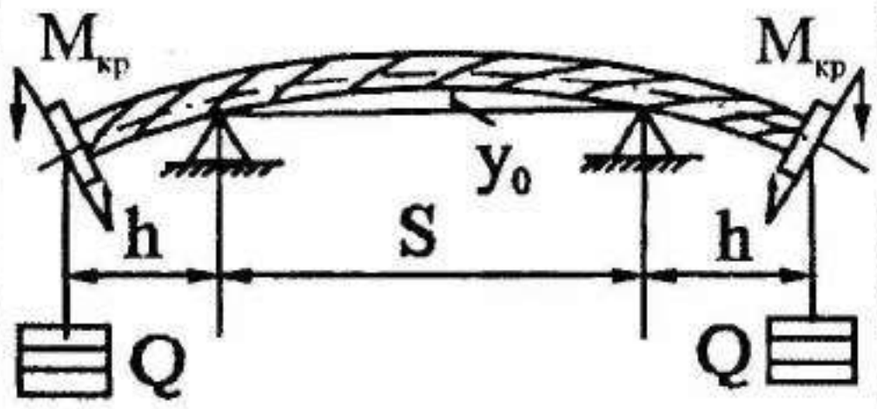
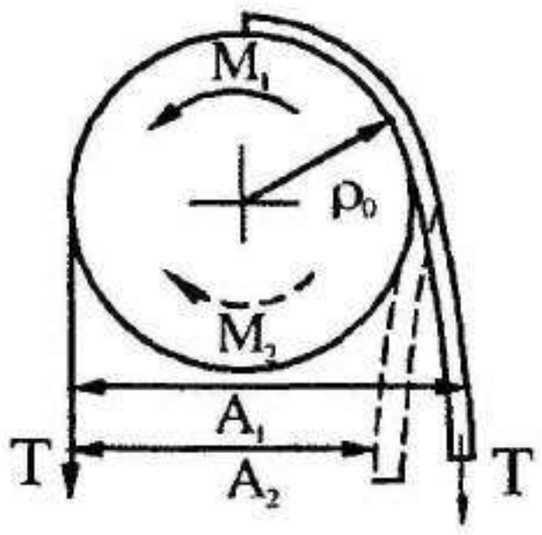
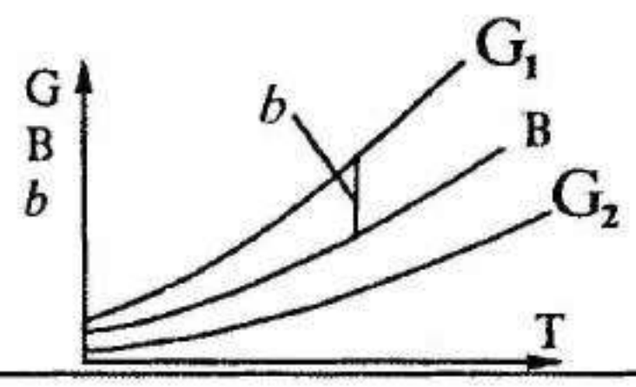
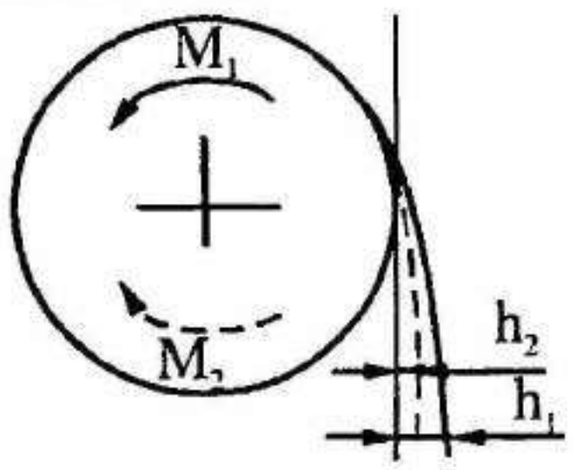
I. Для схемы изгиба растянутого каната на опорной поверхности без продольного движения (гак, башмак и т.п.) служит устройство по схеме 8,а в табл. 4.4. Это устройство содержит шарнирный параллелограмм, в двух узлах которого расположены блоки, а в двух – полублоки, причём один полублок имеет вырез, образующий два симметричных опорных участка и свободный пролёт между ними. Канат огибает параллелограмм и крепится концами к стойке при помощи упругого элемента и натяжного устройства.

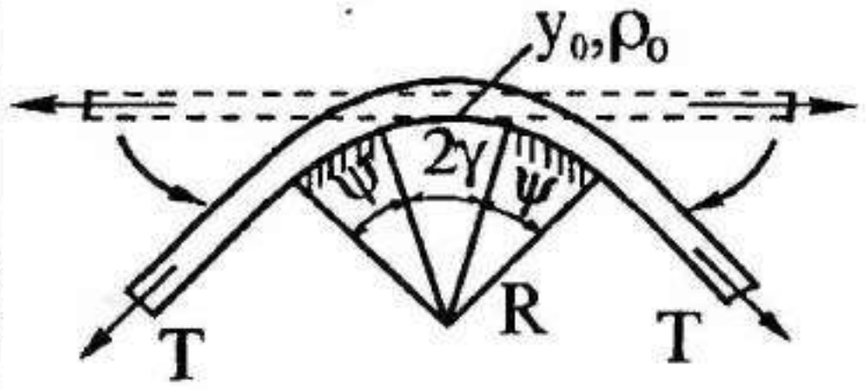
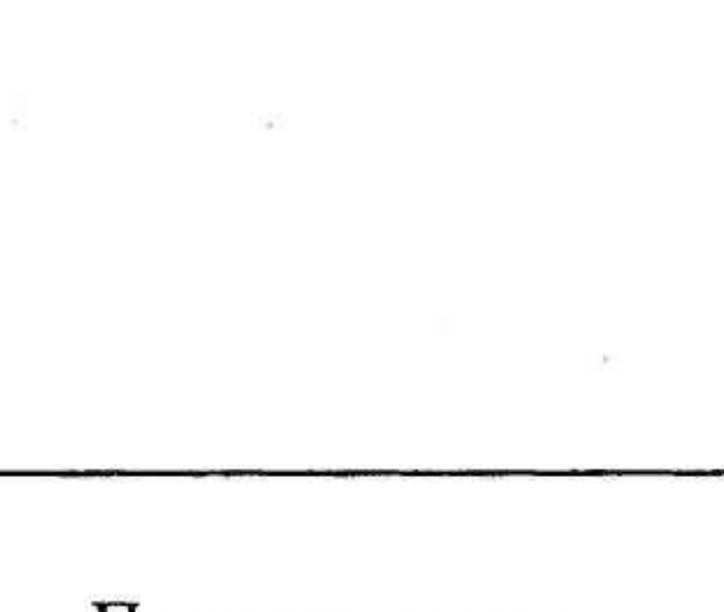
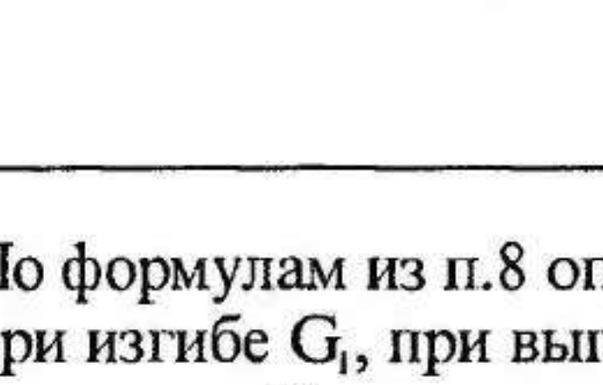
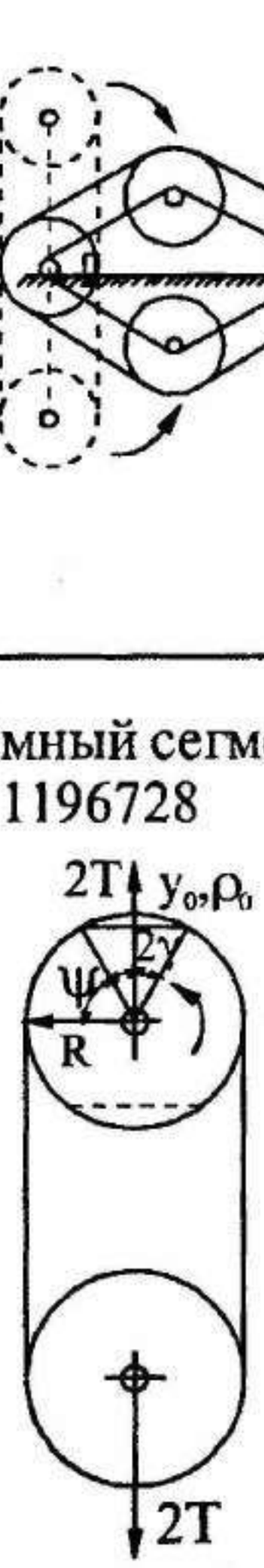
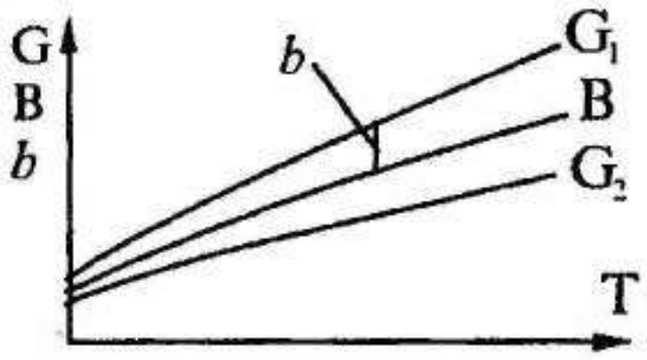
В левом крайнем положении параллелограмма канат касается испытательного полублока прямой ветвью. В этом положении при помощи натяжного устройства задается требуемое натяжение.

Таблица 4.4

Способы определния изгибной жесткости стальных канатов

№ п/п	Название способа, схема опыта, авторы, источник	Область на рис. 4.9, физический смысл, достоинства и недостатки	Обработка результатов опыта
1	2	3	4
	Известные способы		
1	Классический способ, Н.В. Ковалев, Н.И. Плюксне [35]. 	Определяется минимальное значение ИЖ ненатянутого образца. Практического значения не имеет	$G_{min}=\frac{Qh}{8y_0}(S^2+4y_0^2)$
2	Статический способ, Б.С. Ковальский и др. [62] 	Область II. Определяется прогиб натянутого каната при действии поперечной нагрузки. Недостаток - зависимость результатов от длины образца.	$\left(\frac{\omega L}{4}\right)^{-1} th\frac{\omega L}{4}=1-\frac{4Ty}{QL}$ 
3	Частотный способ, А.Ф. Самарский, В.М. Приходько. [69] 	Область I. Замеряется частота собственных колебаний натянутого каната при поперечном ударе. Определяется ИЖ практически прямого каната.	$G\frac{d^4y}{dx^4}-T\frac{d^2y}{dx^2}=m\nu^2y$ 

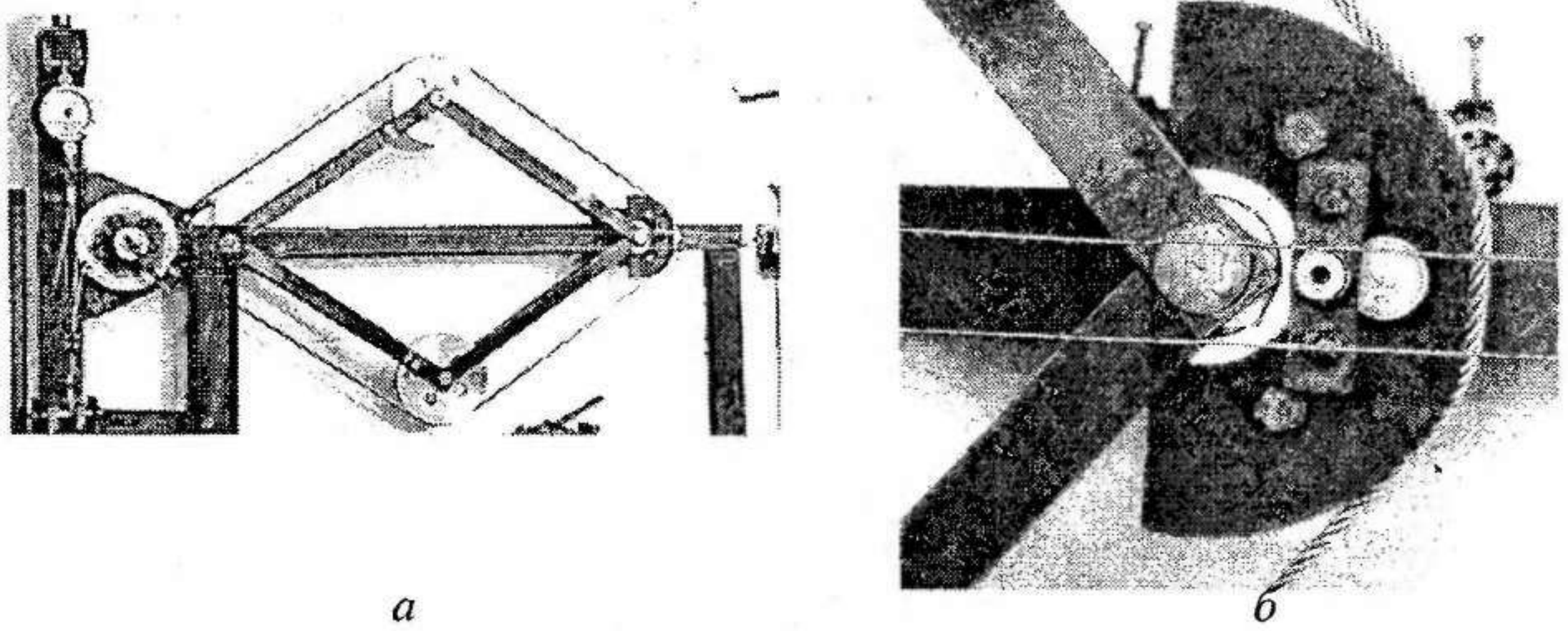
1	2	3	4
4	Статический способ, В.А. Ропай, И.В. Бельмас.[66] 	Область I. Замеряется угол поворота среднего сечения θ_0 при приложении заданного момента M. Определяется ИЖ практически прямого каната	Параметры ω определяются расчетом $G=T/\omega^2$ 
	Новые способы		
5	Способ имитации натяжения кручением. а.с. 1045067 	Области I и II. Закручиванием образца имитируется натяжение на базе известной пропорциональности $T \sim M_{кр.}$ Недостаток - сложность реализации	$G=\frac{Qh}{8y_0}(S^2+4y_0^2)$
6	Способ уравновешивания блока. а.с. 1055988 	Область III. Образец уравновешен на блоке гибкой тягой с нулевой или малой известной ИЖ. Определяются моменты вращения блока M_1 и M_2 или размеры A_1 и A_2. M_{01} и M_{02} тарировочные константы устройства	$B=\frac{1}{2}(M_1+M_2-M_{01}-M_{02})\rho_0;$ $b=\frac{1}{2}(M_1-M_2-M_{01}+M_{02})\rho_0.$ $B=(A_1+A_2-2A_0)\rho_0 T;$ $b=(A_1-A_2)\rho_0 T$ 
7	Геометрический способ. а.с. 1196127 	Область III. Определяются плечи жесткости при набегании и сбегании образца. Хорошие результаты дает фотоспособ	$G_{1,2}=2h_{1,2}\rho_0 T;$ $B=(h_1+h_2)\rho_0 T;$ $b=(h_1-h_2)\rho_0 T.$

1	2	3	4
8	Универсальный способ. а.с. 1196726 	Области I,II,III. Изгиб формируется наложением натянутого каната на две опоры заданной кривизны. Определяются стрела прогиба y_0 и радиус кривизны ρ_0 в центре пролёта между опорами	$G = \frac{F}{\cos\gamma} \frac{Ry_0}{1 - R/\rho_0}$ или $G \approx \frac{y_0 RT}{e^{\mu\psi}\cos\gamma}$, μ - коэффициент трения на опоре
8*а*	Параллелограмм. а.с. 1458767 	Области I,II,III Устройство для определения ИЖ. Параллелограмм обеспечивает постоянство натяжения при формировании изогнутого участка. Определяется y_0 и ρ_0	По формулам из п.8 опред. при изгибе G_1, при выпрямлении G_2. $B = \frac{1}{2}(G_1 + G_2)$; $b = \frac{1}{2}(G_1 - G_2)$ 
8*б*	Съёмный сегмент. а.с. 1196728 	Область III Устройство для определения ИЖ. Съёмный сегмент удаляется после формирования изогнутого участка каната на блоке. Определяются y_0 и ρ_0	По формулам из п.8 определяется G_2;b - из независимого эксперимента. $B = G_2 + b$; $G_1 = G_2 + 2b$ 

Затем параллелограмм переводится в рабочее положение и замеряются стрела прогиба и радиус кривизны каната в центре пролёта на полублоке, по которым вычисляется изгибная жесткость.

Достоинством данного устройства является практически постоянное натяжение каната в процессе его изгиба наложением на испытательный полублок, что затруднительно реализовать другими средствами.

При помощи опытного устройства (рис. 4.11) проведены эксперименты с канатом конструкции 6х19(1+6+6/6)+3х7(1+6) диаметром 14,0 мм, а также с его элементами – сердечником и прядями. Замеры стрелы прогиба каната y_0 производились индикатором, а также по увеличенным фотографиям дуги изгиба каната в пролёте.



а *б*

Рис. 4.11. Устройство для определения изгибной жесткости натянутого каната:
а – общий вид; *б* – испытательный полублок

Результаты опытов приведены на рис. 4.12, где кривые соответствуют: 1 - канат; 2 - прядь; 3 - сердечник; 4 - суммарная изгибная жесткость всех прядей и сердечника; 5 - канат – расчет по методике работы [62]. Интересно отметить, что изгибная жесткость каната 1 меньше, чем сумма изгибных жесткостей составляющих его элементов 4, а также значительно меньше расчетной 5

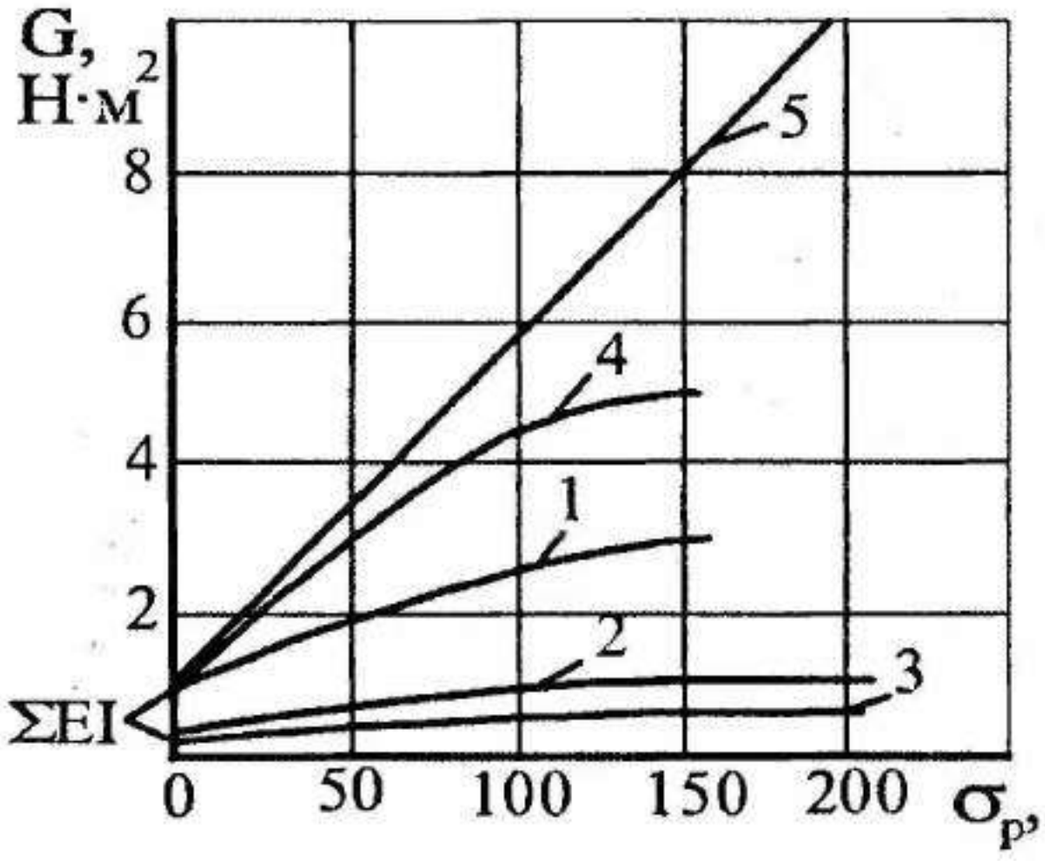


Рис. 4.12. Опытные зависимости приведенной изгибной жесткости от среднего напряжения растяжения

2. В случае огибания блока применяется схема 8,б в табл. 4.4.

Исследуемый образец огибает испытательный и натяжной блоки. Испытательный блок имеет съемный сегмент, первоначально не контактирующий с образцом. Образец нагружается заданным натяжением, затем проворачивают блоки таким образом, чтобы съемный сегмент оказался под образцом примерно в середине дуги обхвата. После этого съемный сегмент удаляют, благодаря чему образуется свободный пролёт, в центре которого необходимо измерить прогиб y_0 и радиус кривизны ρ_0.

Так как после удаления съемного сегмента кривизна образца в пролёте уменьшается, то в данном опыте определяется приведенная изгибная жесткость $G_2 = B - b$. Для определения отдельно упругой и неупругой компонент необходим самостоятельный опыт по определению одной из них.

По схеме 8б, изготовлено опытное устройство, основным элементом которого является блок, имеющий разделяющийся на две половинки съемный сегмент. Радиус блока по канавке $R = 104$ мм, и углы $\Psi = 2\gamma = 60°$. Замеры параметров изгиба каната в середине пролёта y_0 и ρ_0 производились по увеличенным фотографиям или по изображению на экране.

При обработке опытов в расчетных формулах принят коэффициент трения $\mu = 0{,}15$.

В ходе опытов также замерялись при помощи динамометра потери тягового усилия на блоке, по которым вычислялась трибожёсткость.

Результаты опытов с канатами двух конструкций приведены на рис. 4.13.

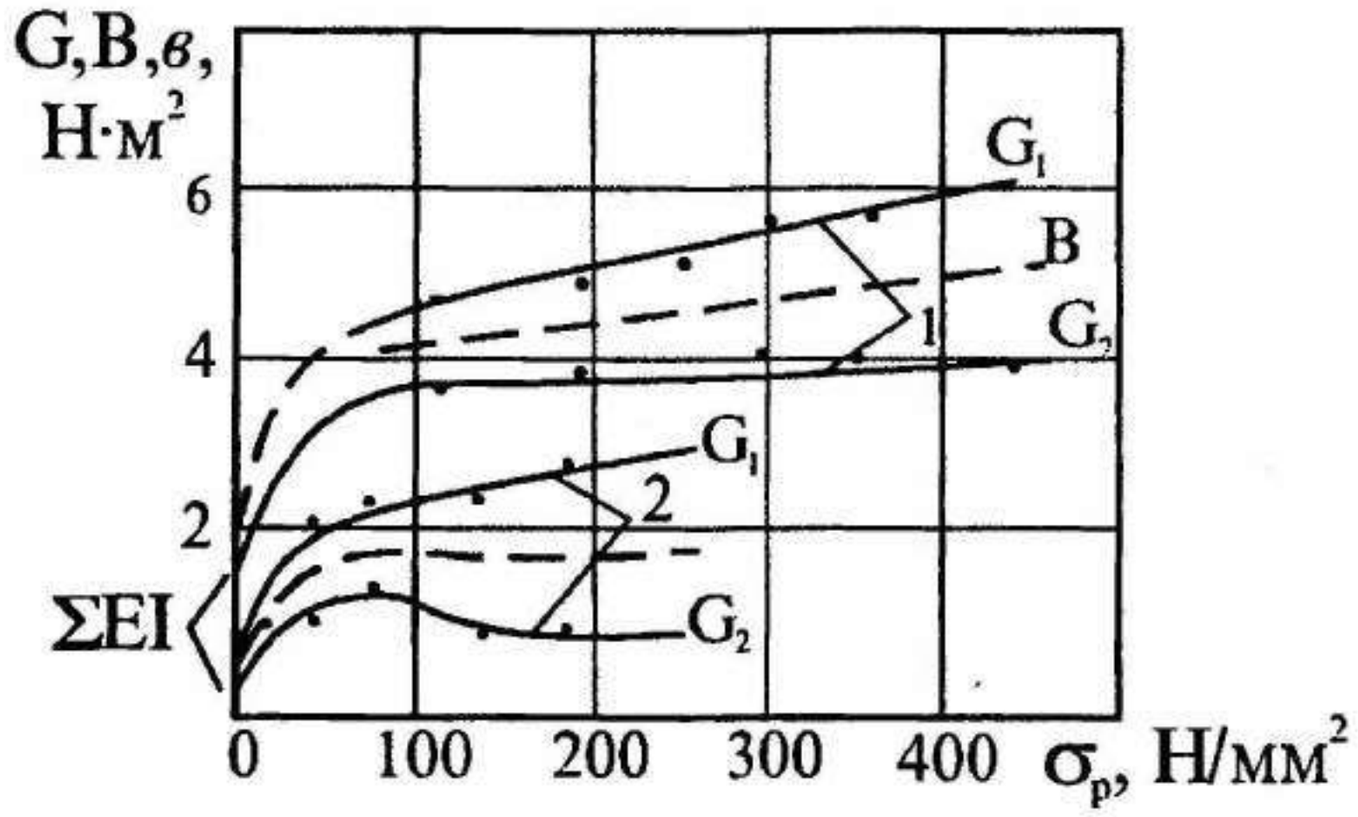


Рис. 4.13. Опытные зависимости приведенной изгибной жесткости от средних напряжений растяжения:
1 – канат 1+6, $d = 7{,}2$ мм; 2 – канат 6x19(1+6+12)+1x9(0+9), $d = 9{,}8$ мм

Как видим, при данных условиях в спиральном канате 1+6 трибожесткость $b = (0{,}10 \div 0{,}20)B$, а в канате двойной $b = (0{,}3 \div 0{,}5)B$. Это подтверждается также значительно большими жесткостными потерями канатов двойной свивки по сравнению со спиральными.

Опытами подтверждена практически линейная зависимость жесткостных

параметров каната от натяжения за исключением области весьма малых нагрузок, в которой происходит увеличение изгибной жесткости в несколько раз по сравнению с жесткостью ненатянутого каната $B_0 = \Sigma EI$.

Интересно, что в обоих случаях в рабочем диапазоне нагрузок изменение приведенной изгибной жесткости сбегающей ветви незначительно и практически можно принять $G_2 = const$. Это явление, на наш взгляд, целесообразно тщательно исследовать в дальнейшем, так как оно может дать новые результаты. В частности, следует проверить возможность уменьшения G_2 при увеличении натяжения, что, в принципе, не исключается принятой двухчленной зависимостью $G_2 = B - b$.

5. Долговечность стальных канатов при работе на блоках

В соответствии со сложившейся в литературе традицией в качестве долговечности при переменных нагрузках принимаем: для прямого каната $\overline{N}$ – число циклов нагружений до разрушения каната или достижения норм браковки; для канатов, работающих на блоках, $\tilde{N}$ – число циклов изгиба каната на блоке до разрушения или достижения норм браковки.

Определению технического ресурса стальных канатов при циклических нагрузках посвящено много экспериментальных исследований и здесь не представляется возможным дать даже краткий их обзор. Целью настоящего параграфа является выделение основных закономерностей и факторов, влияющих на долговечность канатов.

Основным вопросом является долговечность стального каната при работе на блоках. В литературе имеются многочисленные результаты испытаний канатов на пробежных машинах, имитирующих работу канатов в канатно-блочных системах. Эти испытания не всегда отражают весь комплекс эксплуатационных условий, однако влияние отдельных факторов устанавливают достаточно надёжно.

Обратимся, прежде всего, к классической зависимости числа перегибов на блоке от нагрузки [96], рис. 4.14. В области работы канатов общепромышленного назначения $\left(\sigma_p = 150 \div 400 \text{ Н/мм}^2,\ D/d = 20 \div 30\right)$ в первом приближении можно считать долговечность каната пропорциональной квадрату диаметра блока и обратно пропорциональной квадрату нагрузки.

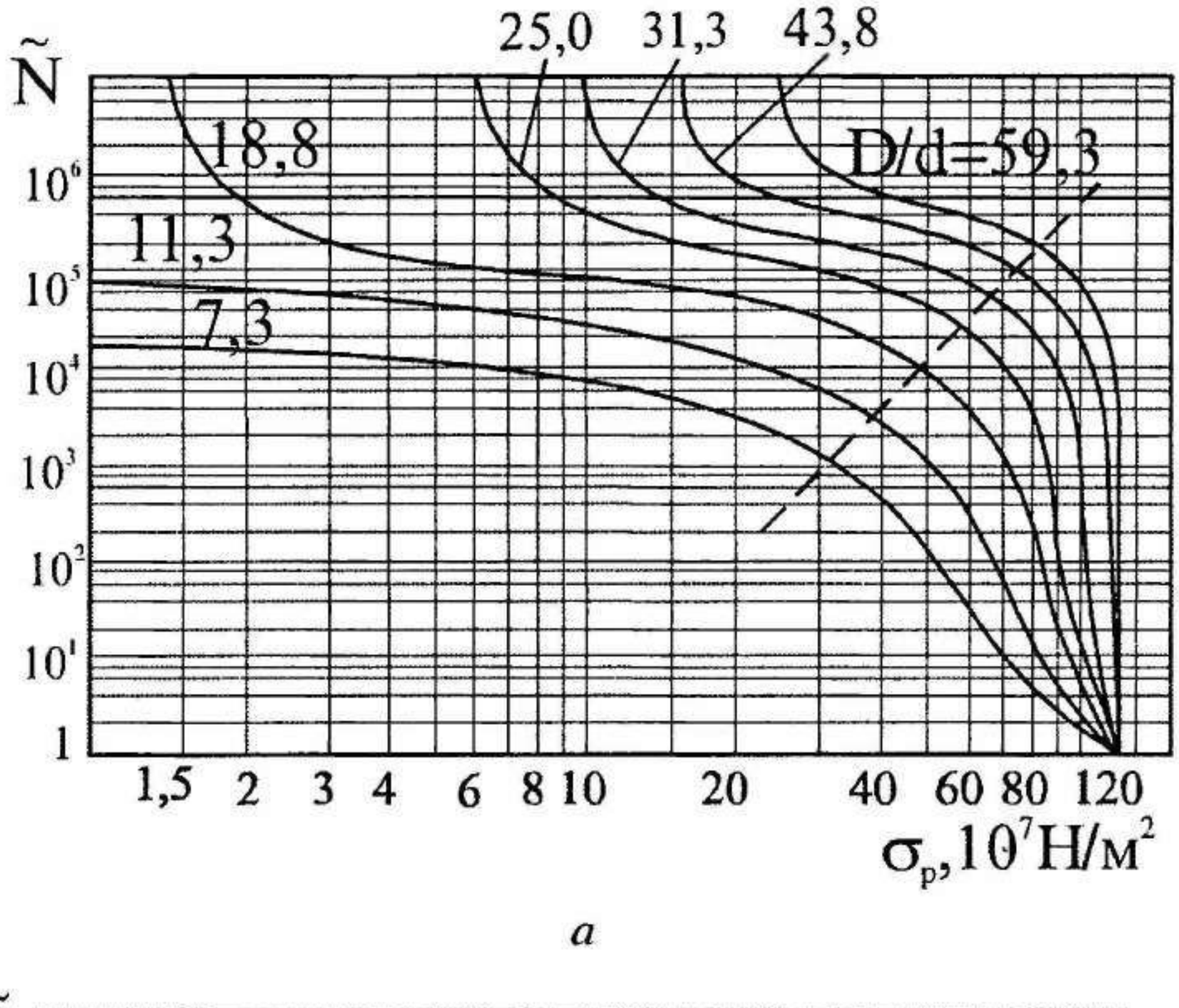
Отметим также область малоцикловой усталости каната (справа от пунктирной линии на рис. 4.14, *а*), где с ростом нагрузки долговечность резко снижается. Обработка графиков, приведенных на рис. 4.14, *а*, показывает, что переход к малоцикловой усталости осуществляется при коэффициенте использования (запасе прочности)

$$z_p \le \frac{24{,}1}{(\mathrm{D/d})^{1{,}09}} + 1 .$$

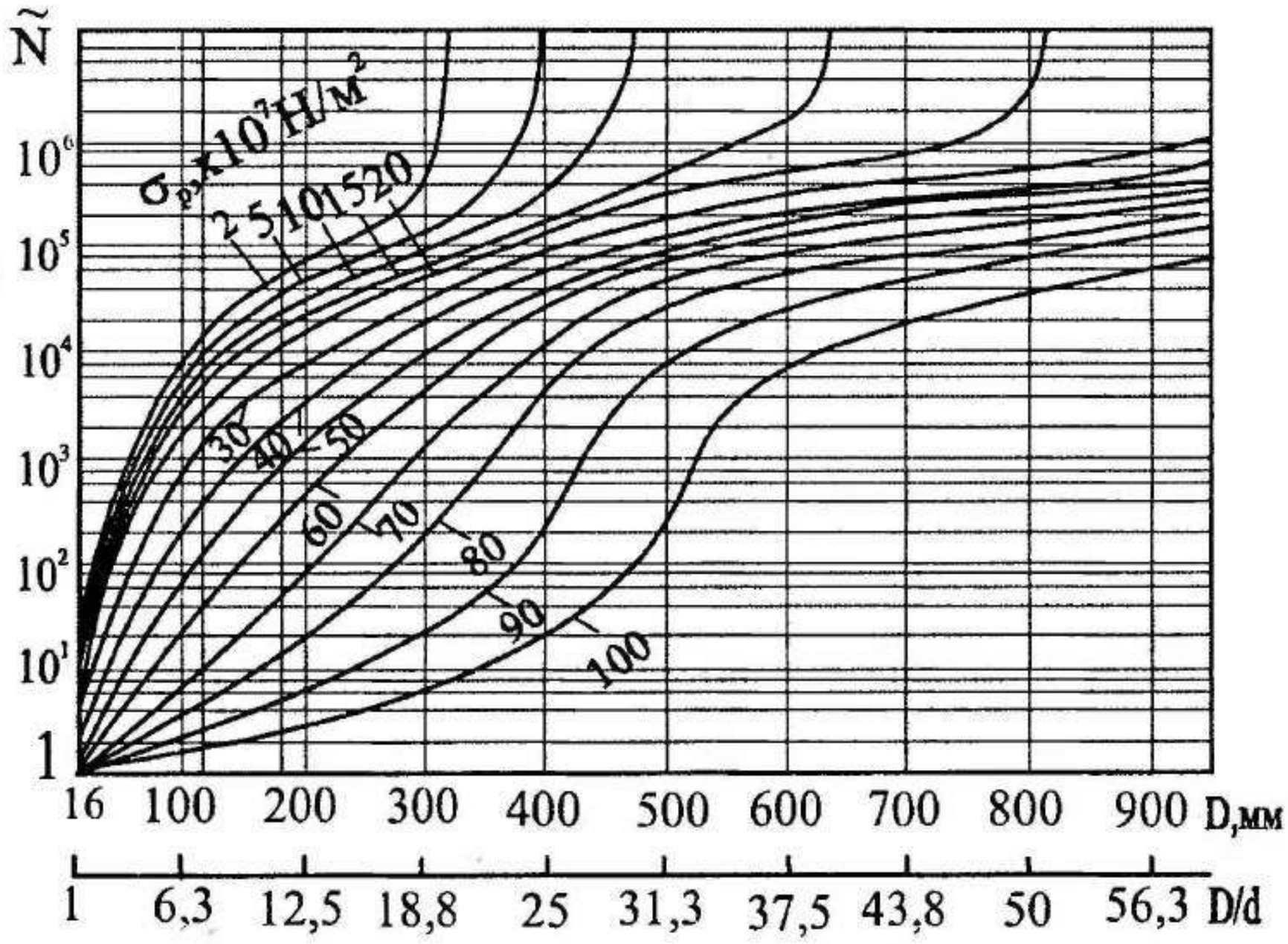
Аналогичные зависимости могут быть установлены опытным путём и для канатов других конструкций.

В области малоцикловой усталости могут работать канаты монтажных полиспастов и устройств специального назначения с ограниченным числом рабочих циклов.

На рис. 4.14, *б* показаны результаты тех же опытов, что и на рис. 4.14, *а*, но в функции $\tilde{N}(D/d)$, принимая за параметр нагрузку в канате.



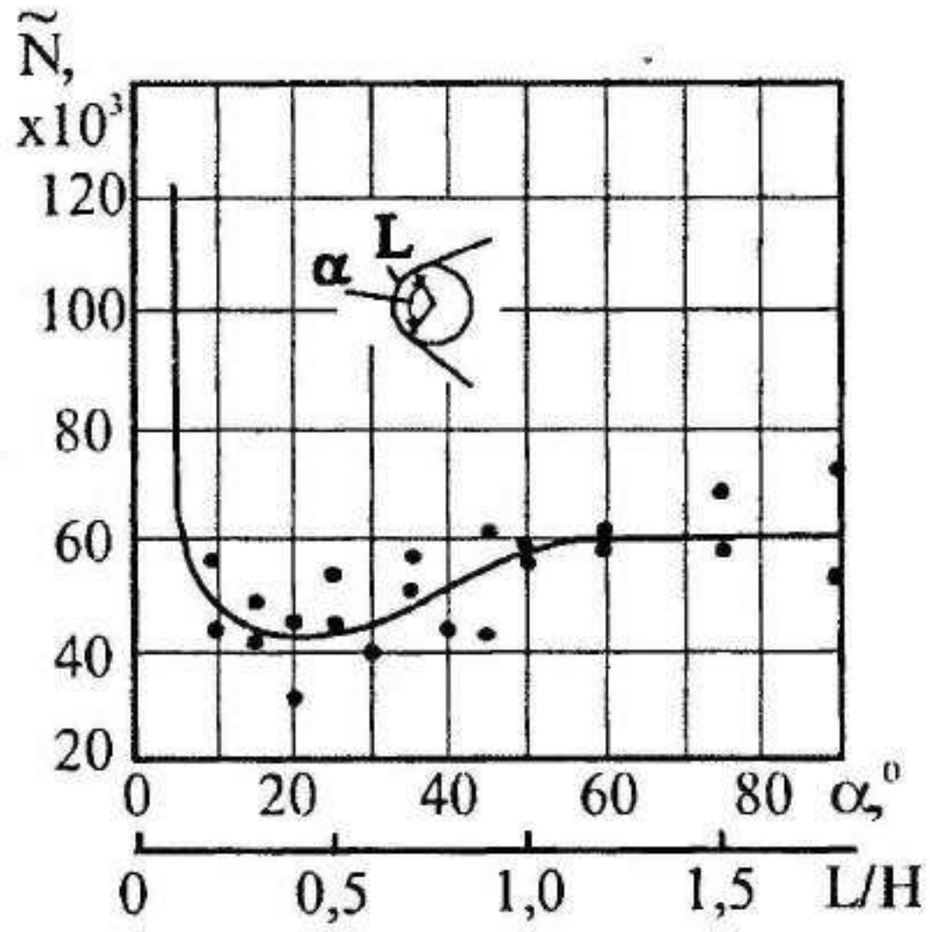
а



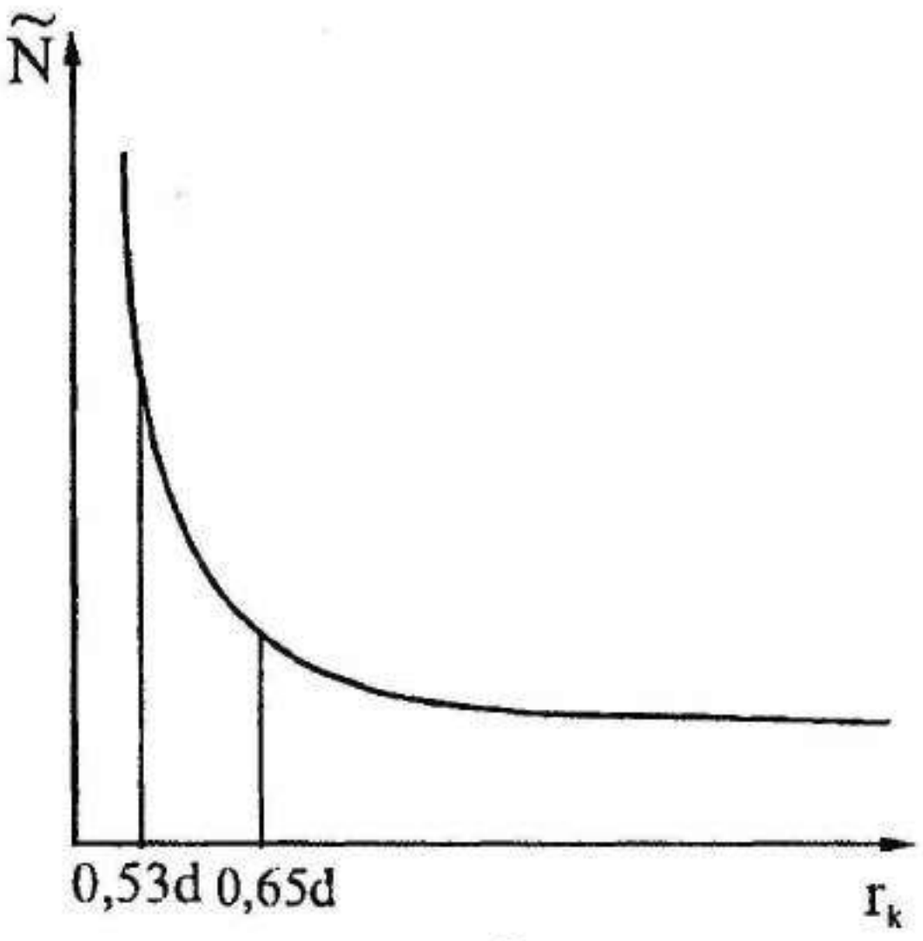
б

Рис. 4.14. Зависимости долговечности каната ТК 6х19+о.с. (d =16,0 мм, $\sigma_в$ =1400 Н/мм^2) от среднего напряжения растяжения (*а*) и диаметра блока (*б*)

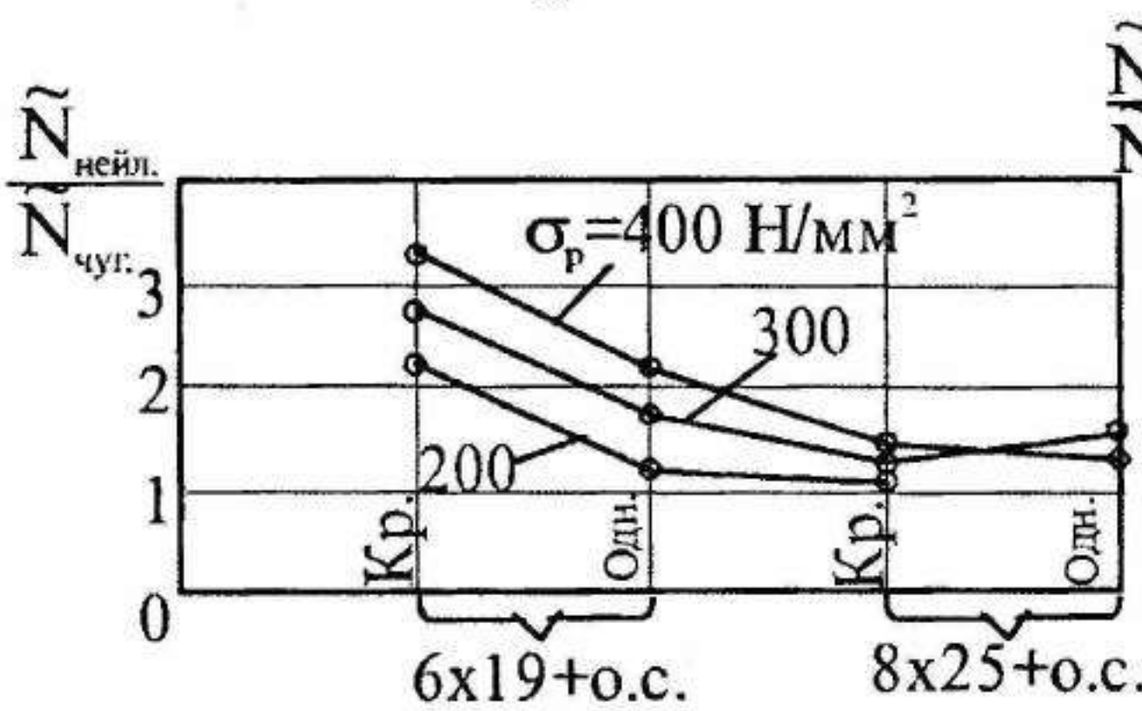
На рис. 4.15 показано влияние различных эксплуатационных, а на рис. 4.16 конструктивно-технологических факторов на долговечность стальных канатов.



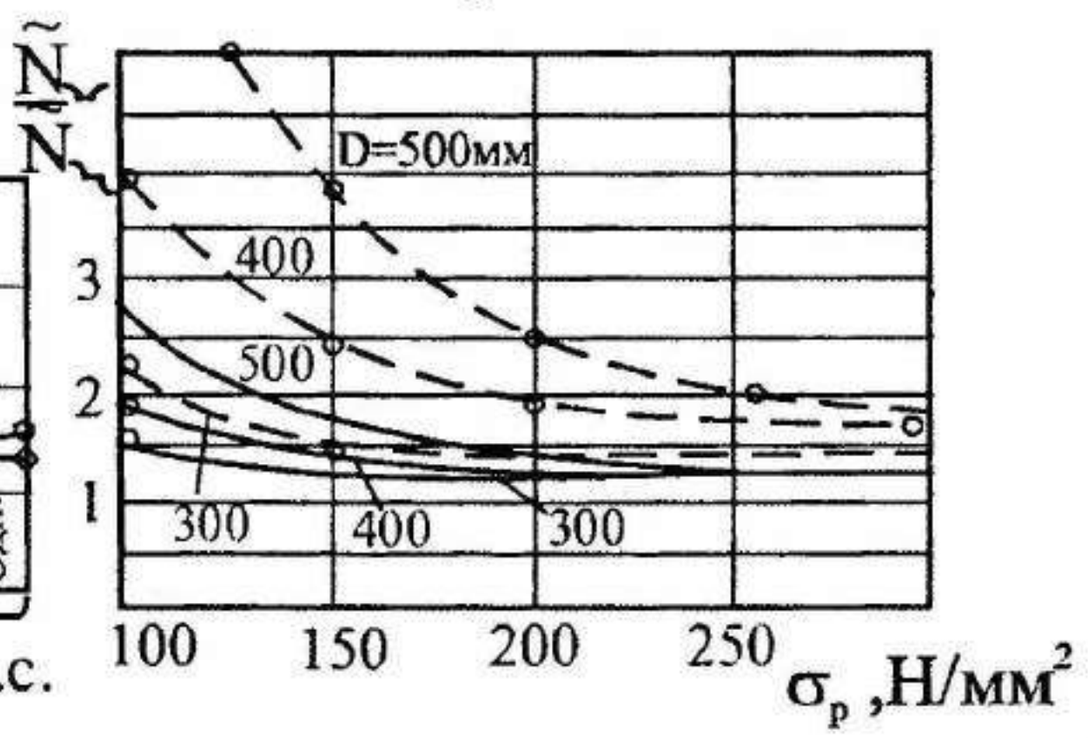
а



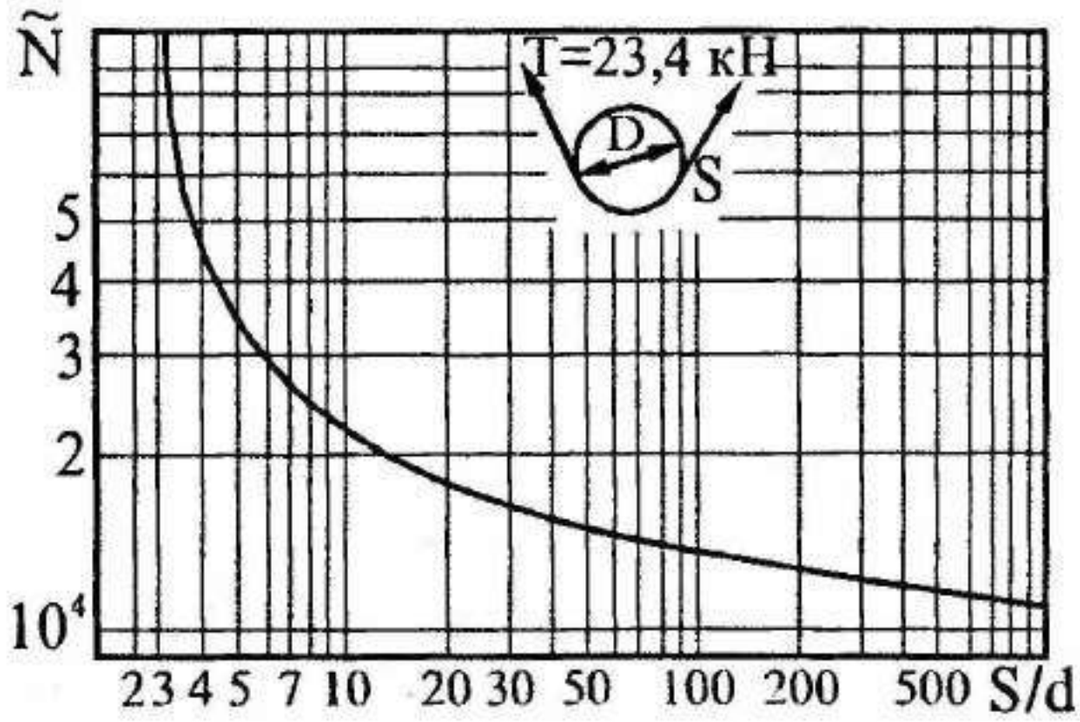
б



в

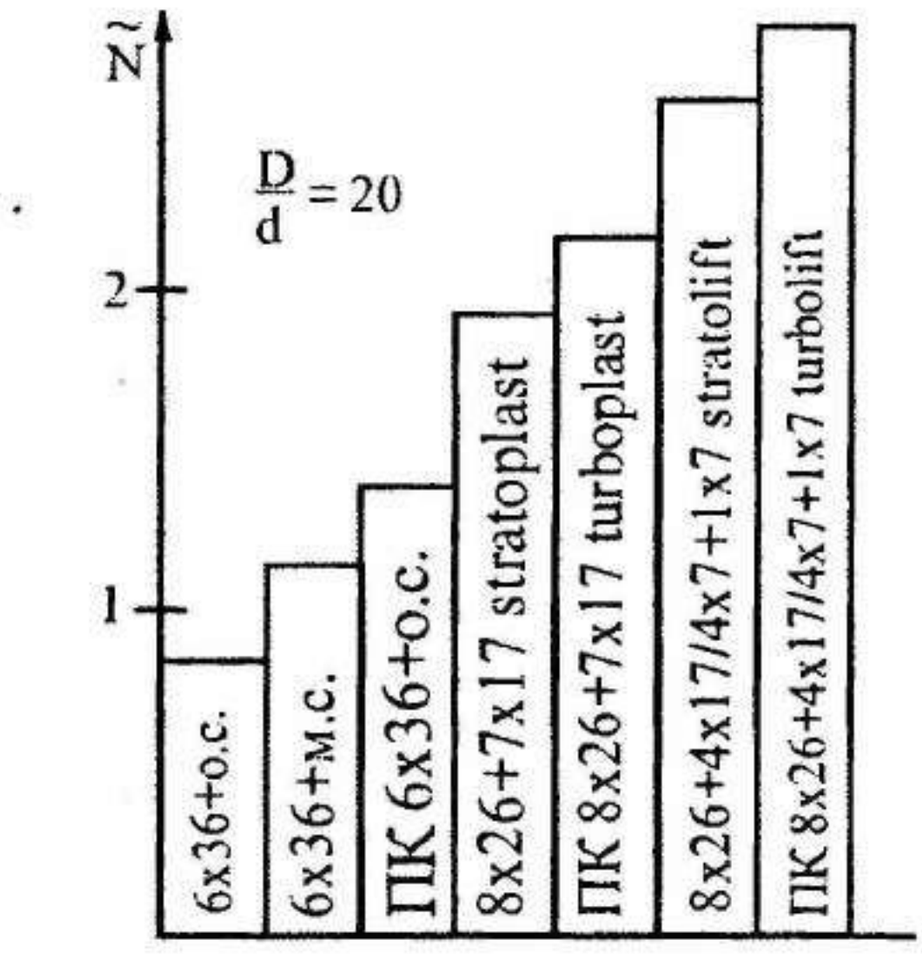


г

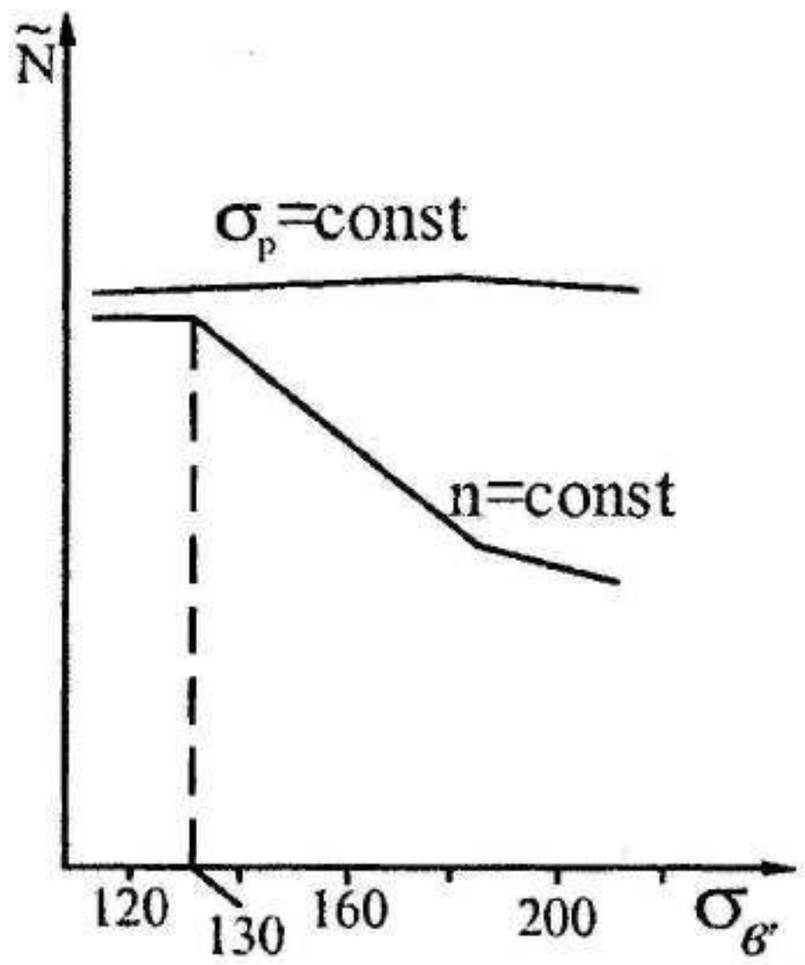


д

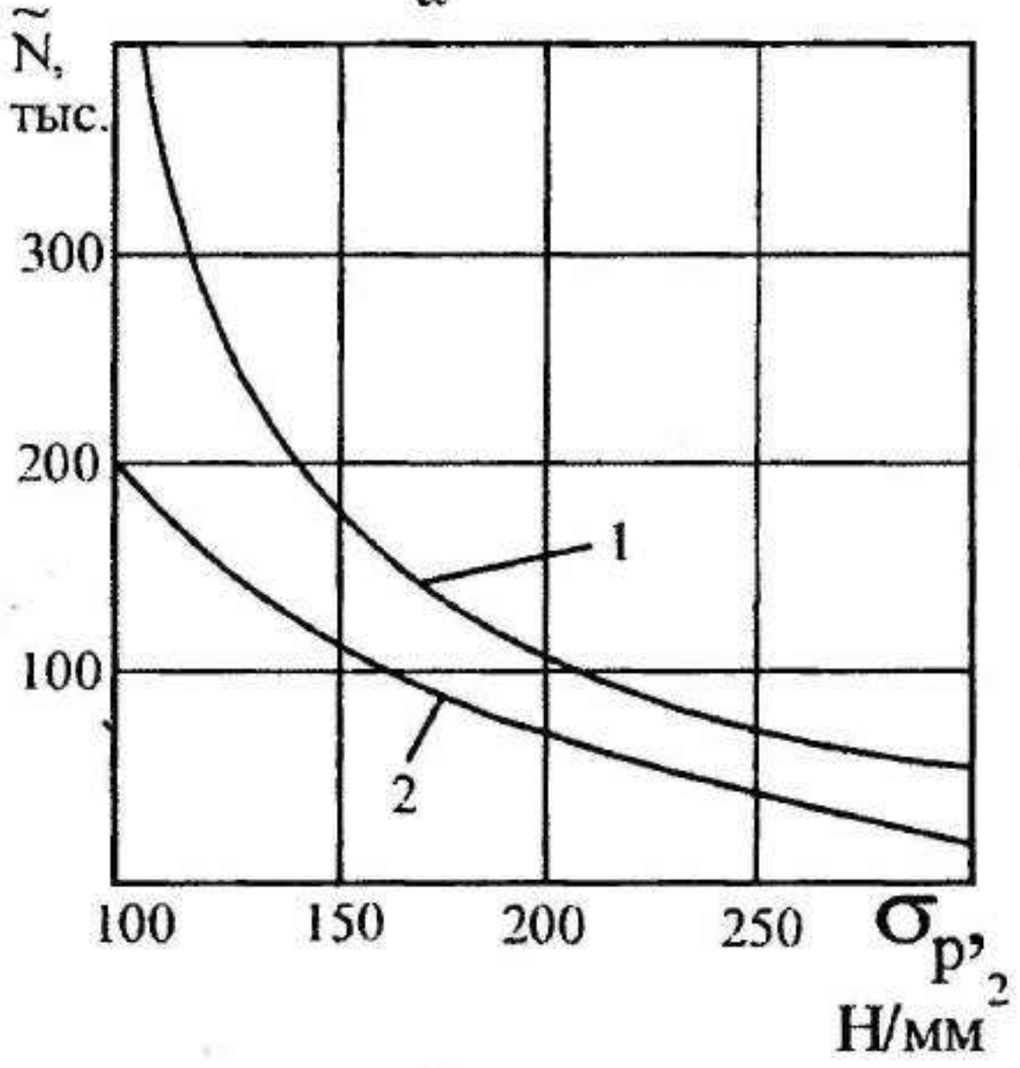
Рис. 4.15. Зависимость долговечности стальных канатов при работе на блоках от эксплуатационных факторов:
а **– длины дуги огибания;** ***б*** **– радиуса канавки;** ***в*** **– материала блока (Кр.-крестовая свивка; Одн.-односторонняя);** ***г*** **– прямого (пунктир) и обратного (сплошная) перегиба;** ***д*** **– длины пробега**



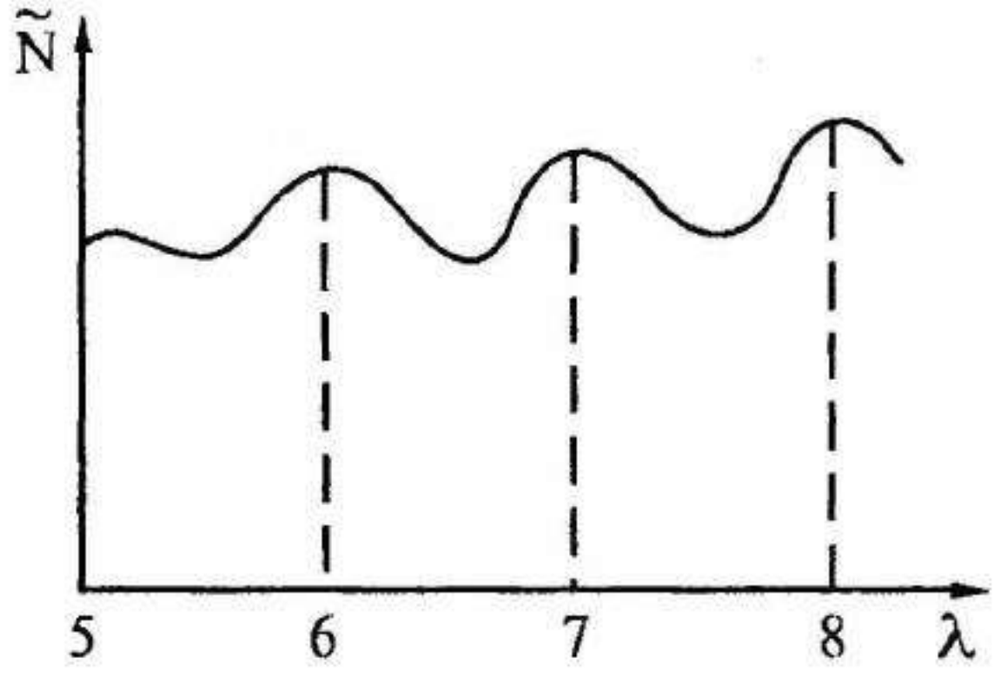
а



б



в



г

Рис. 4.16. Зависимость долговечности стальных канатов при работе на блоках от конструктивно-технологических факторов:
***а* – конструкции каната; *б* – временного сопротивления разрыву проволок; *в* – типа свивки (1-односторонней; 2-крестовой); *г* – параметров свивки**

Приведенные зависимости, относящиеся, в основном, к стандартным канатам двойной свивки, приводят к следующим общим рекомендациям, которые необходимо учитывать при конструировании и эксплуатации канатно-блочных систем:

1. Следует избегать углов обхвата блока, при которых длина дуги обхвата равна или близка к половине шага свивки каната, так как в этом случае имеется наиболее неблагоприятное перераспределение усилий между прядями и долговечность каната имеет минимум (рис. 4.15, *а*).

2. Радиус канавки блока следует выбирать в диапазоне

$r_k = (0{,}52 \div 0{,}53)d$. Увеличение радиуса канавки до $r_k = 0{,}65d$ приводит к резкому снижению долговечности каната (рис. 4.15, *б*), а при больших радиусах долговечность практически постоянна.

3. Футеровка рабочей канавки блока резко увеличивает долговечность каната (рис. 4.15, *в*), поэтому на современных кранах часто устанавливают блоки из синтетических материалов или алюминиевых сплавов.

4. При компоновке канатно-блочной системы следует избегать обратного перегиба каната на блоке, который приводит к существенному уменьшению долговечности (рис. 4.15, *г*).

5. Долговечность каната резко возрастает при малой длине пробега каната на блоке, что имеет место на уравнительных блоках и в некоторых канатно-блочных системах (рис. 4.15, *д*). Это объясняется меньшим числом дефектов и несовершенств проволок, попадающих в зону изгиба. При длине пробега более трех шагов свивки каната, она слабо влияет на долговечность каната.

6. На долговечность каната решающее влияние оказывают его конструкция и особенности технологии изготовления (рис. 4.16, *а*).

7. Канаты односторонней свивки имеют в 1,2–1,3 раза выше долговечность, чем крестовой свивки [31], а при обратном перегибе каната на соседних блоках преимущество односторонней свивки увеличивается (рис. 4.16, *в*).

8. Увеличение временного сопротивления разрыву проволок при постоянной нагрузке не приводит к увеличению долговечности, а при постоянном запасе прочности, наоборот, уменьшает её (рис. 4.16, *б*), поэтому увеличение $\sigma_в$ проволок следует оценивать с учётом этого факта.

9. Следует использовать резерв повышения долговечности, заключающийся в оптимальном выборе отношения шага свивки каната к шагу свивки прядей (рис. 4.16, *г*). В работе [12] доказано, что зависимость $\tilde{N}(H/h)$ имеет волновой характер и долговечность достигает максимумов при целочисленных значениях так называемого характеристического числа λ (см. выше гл. III, п.5).

Влияние комплекса основных эксплуатационных факторов оценивается при помощи уравнения в общем виде [89]

$$\lg \tilde{N} = b_0 + b_1 \lg \sigma_p + b_2 \lg \frac{D}{d} + b_3 \lg d + b_4 \lg \sigma_p \lg \frac{D}{d} + \left(b_5 + \lg \frac{\ell}{d} \right)^{-1}, \quad \frac{\ell}{d} \geq 15, \tag{4.9}$$

где ℓ – длина пробега каната на блоке в мм; константы b_{0-5} определяются для каждой конструкции каната опытным путём; σ_p в Н/мм^2; d в мм.

В табл. 4.5 приведены значения констант для восьмипрядных канатов крестовой свивки.

Из уравнения (4.9) получена формула для определения оптимального диаметра каната, обеспечивающего максимальное число циклов изгибов на блоке [89]

$$\lg d_{\text{опт.}} = \frac{1}{4b_4}(2b_1 + b_2 - b_3) + \frac{1}{4}\lg\frac{4}{\pi\kappa_3} + \frac{1}{2}\lg D + \frac{1}{4}\lg T, \qquad (4.10)$$

где κ_3 – коэффициент заполнения сечения каната металлом.

Таблица 4.5.

Значения констант в уравнении (4.9) для восьмипрядных канатов

Долговечность	Тип каната	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5
Средняя до разрушения каната	8x25(1+6;6+12)+o.c. 8x19(1+9+9)+o.c. 8x19(1+6+6/6)+o.c.	-1,016 -1,203 -1,016	0,873	8,633	-0,32	-2,27	1,2
Средняя до норм браковки	8x25(1+6;6+12)+o.c. 8x19(1+9+9)+o.c. 8x19(1+6+6/6)+o.c.	-2,971 -3,236 -2,971	1,784	9,518	-0,32	-2,78	1,2

Для восьмипрядных канатов типа «Сил», «Варрингтон» и «Филлер» с органическим сердечником

$$\mathrm{d}_{\text{опт.}} = 0{,}0812\sqrt{D\sqrt{T}}\,, \qquad (4.11)$$

где D в мм; T в Н; $d_{\text{опт.}}$ в мм.

На рис. 4.17 показаны результаты вычислений по формуле (4.11), а на рис. 4.18 – зависимость долговечности каната от его диаметра.

Заметим, что вблизи максимумов кривые $\tilde{N}(d)$ на рис. 4.18 являются пологими, поэтому рекомендуется принимать d на 15–30 % меньше $d_{\text{опт.}}$, что даёт значительные преимущества в смысле уменьшения массо-габаритных параметров машины без существенного уменьшения долговечности каната [89].

Низкие температуры в диапазоне реально существующих в природе приводят к увеличению предела усталости канатной проволоки [74]. Однако при несоответствии канатной смазки температурным условиям долговечность каната резко снижается вследствие замерзания смазки и увеличения дополнительных усилий в проволоках [75]. Поэтому в условиях Севера канаты следует смазывать морозостойкими смазками или эксплуатировать в зимнее время без смазки.

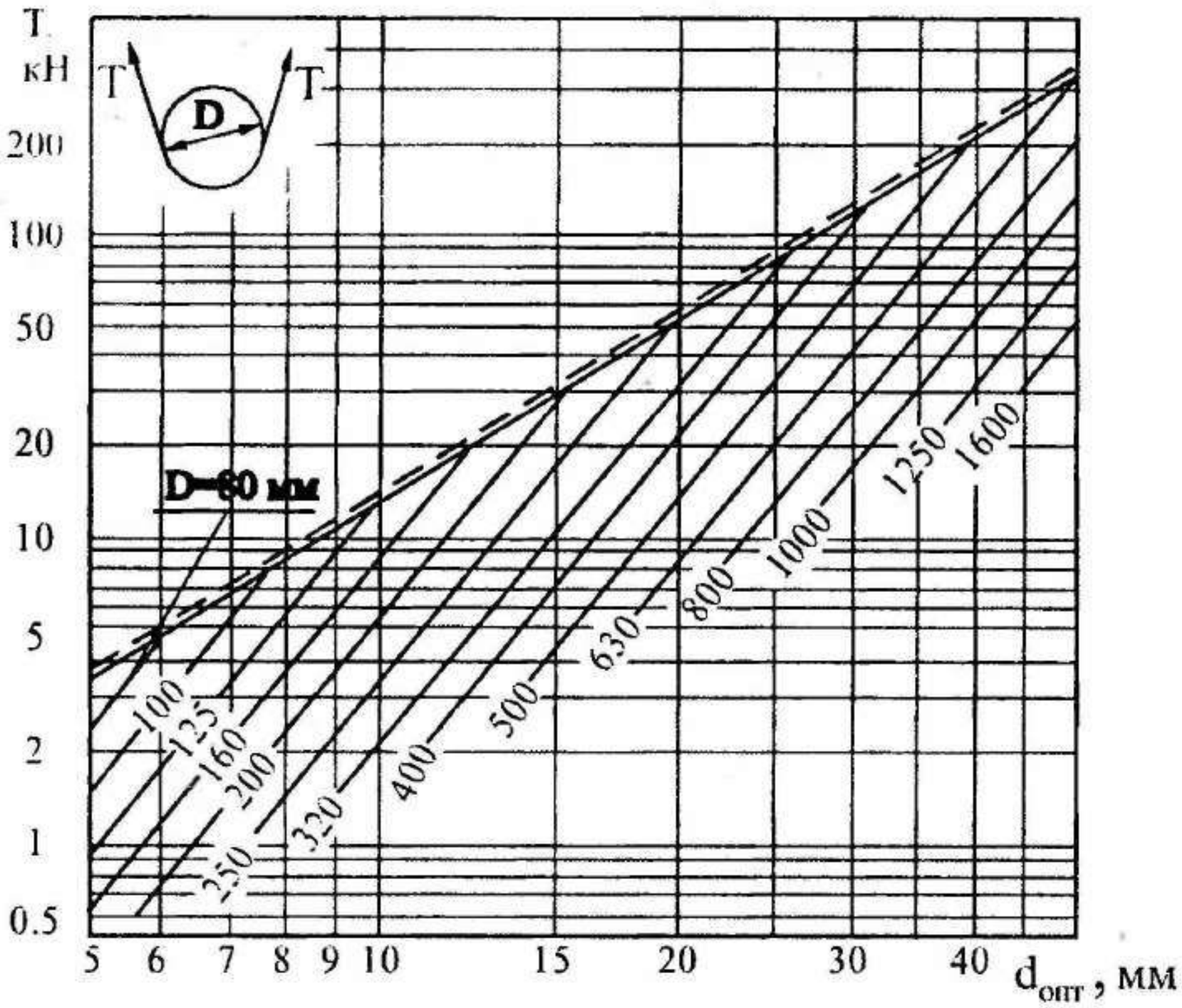


Рис. 4.17. Результаты расчета оптимального диаметра каната 8х19+о.с. крестовой свивки по формуле (4.11)

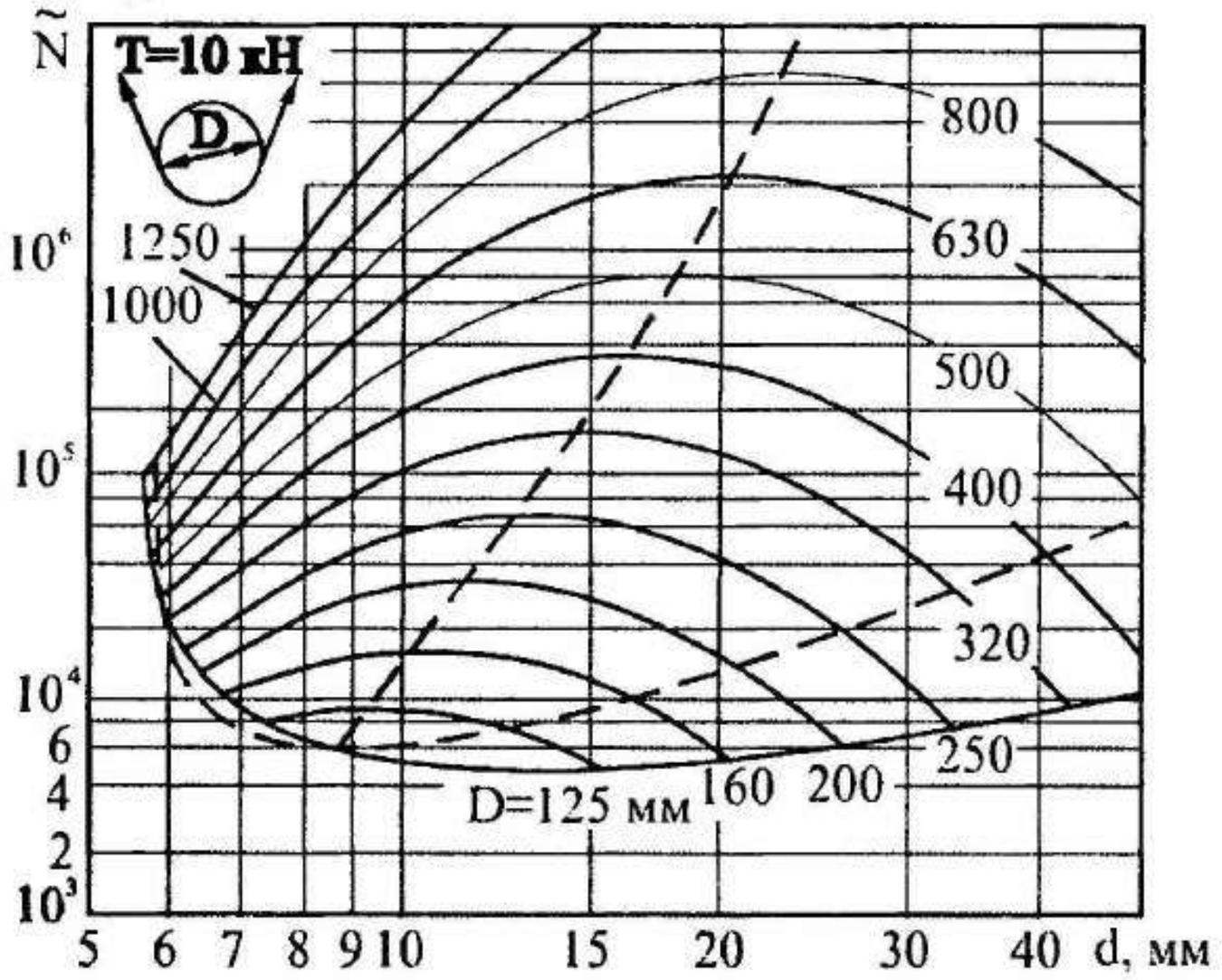


Рис. 4.18. Зависимость долговечности восьмипрядных канатов крестовой свивки от диаметров каната и блока при постоянном натяжении

6. Усталостная прочность прямого каната

В канатно-блочных системах долговечность каната определяется циклом переменных напряжений в проволоках, формирующимся при огибании блока, поэтому, как правило, для них нет нужды рассматривать прямолинейные участки каната с позиций усталостной прочности.

Однако в технике имеется достаточно много устройств, в которых канаты эксплуатируются в прямолинейном или слабо изогнутом состоянии (растяжки, ванты, якорные канаты и т.п.). В этих случаях определяющей является долговечность при продольном циклическом деформировании. Для её определения в необходимых случаях проводятся опыты на испытательных машинах, оснащенных пульсаторами. Здесь мы отметим только некоторые специальные исследования.

Особенно актуален вопрос усталостной прочности для канатов, применяемых в морском флоте и океанографических исследованиях ввиду вредного воздействия морской воды. Поэтому в качестве примера приведём результаты исследований усталостной прочности канатов на воздухе и в морской воде из работы [95]. Условия испытаний: канаты конструкции 6х25(1+6;6+12) крестовой и односторонней свивки с двумя типами сердечников – металлический (IWRC) и изолированная жила в полипропиленовой оболочке; диаметр каната 12,7 мм; проволока без покрытия; средние нагрузки циклов 20 и 30%; амплитуды циклов – 30 и 40 % от разрывного усилия; воздействие проточной морской воды на образец в течение 48 ч до начала и в процессе испытаний; частота нагружений 70 гц на вибрационной машине типа «Амслер».

Основные результаты испытаний достаточно хорошо проиллюстрированы рис. 4.19, из которого видно, что влияние морской воды, точнее – коррозии в морской воде, уменьшает усталостную прочность канатов в десятки и сотни раз по сравнению с испытаниями на воздухе. Также установлено сильное влияние относительной амплитуды цикла нагружений $T_{амп.}/T_{а.}$, в отличие от значений средних нагрузок цикла, влияние которых не обнаружено.

Установлено также, что конструкция сердечника сама по себе не влияет на усталостную прочность, но сочетание сердечника и типа свивки каната (односторонняя или крестовая) оказывается достаточно значимым. Отметим также, что при испытаниях в морской воде установлена преимущественная локализация усталостных разрушений проволок в местах междупрядного контакта. Это свидетельствует о большей активности коррозионных процессов в этих местах. При испытаниях на воздухе повреждения проволок локализованы на внешней поверхности каната.

Влияние низких температур исследовалось в работах [74, 75, 93]. В исследованиях [93] установлено, что низкие температуры приводят к более крутому расположению линии усталости (рис. 4.20), причем выделяются три области: в области больших нагрузок I долговечность проволок и каната при низких температурах больше, чем при комнатных; в области низких нагрузок II, наоборот, долговечность при низких температурах меньше; в области средних нагрузок III температура не влияет на долговечность. Отметим, что понятие высоких и низких нагрузок здесь является относительным, т.к. данные испытания в целом проводились при очень высоких нагрузках, больше характерных для арматурных канатов.

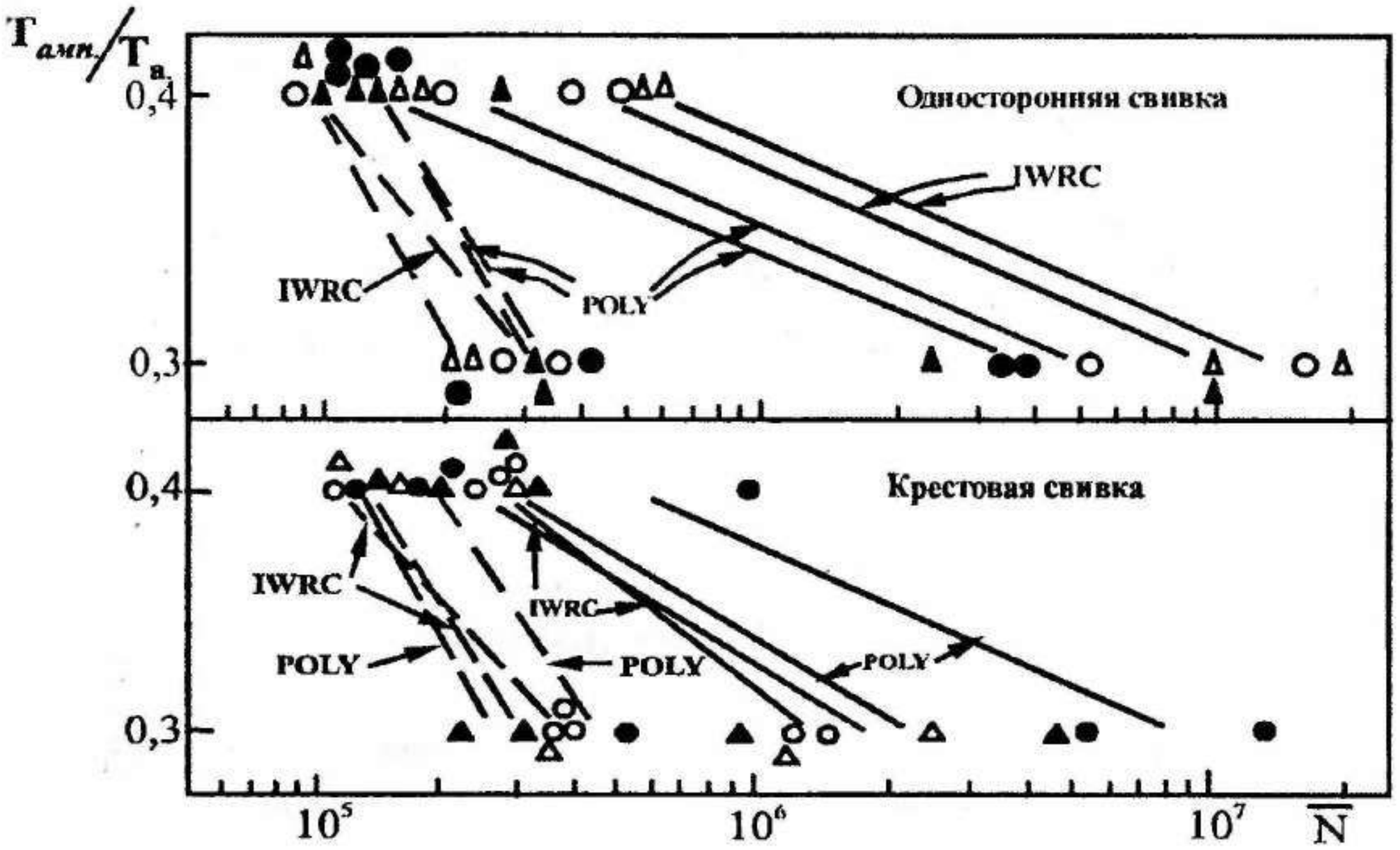


Рис. 4.19. Зависимость усталостной прочности канатов от относительной амплитуды цикла и типа свивки при испытаниях на воздухе (сплошные линии) и в морской воде (пунктир). Обозначения на графиках при отношении средней нагрузки цикла к разрывной:

	0,20	0,30
металлический сердечник	○	△
полипропиленовая оболочка	●	▲

Аналогичные опыты с крановым канатом ∅ 18,5 мм по ГОСТ 2688 в диапазоне максимальных напряжений от 30 до 150 кГс/мм^2 при коэффициенте ассиметрии цикла 0,67 показали, что при температуре -50 °С усталостная прочность каната в 2...4 раза ниже, чем при температуре +20 °С

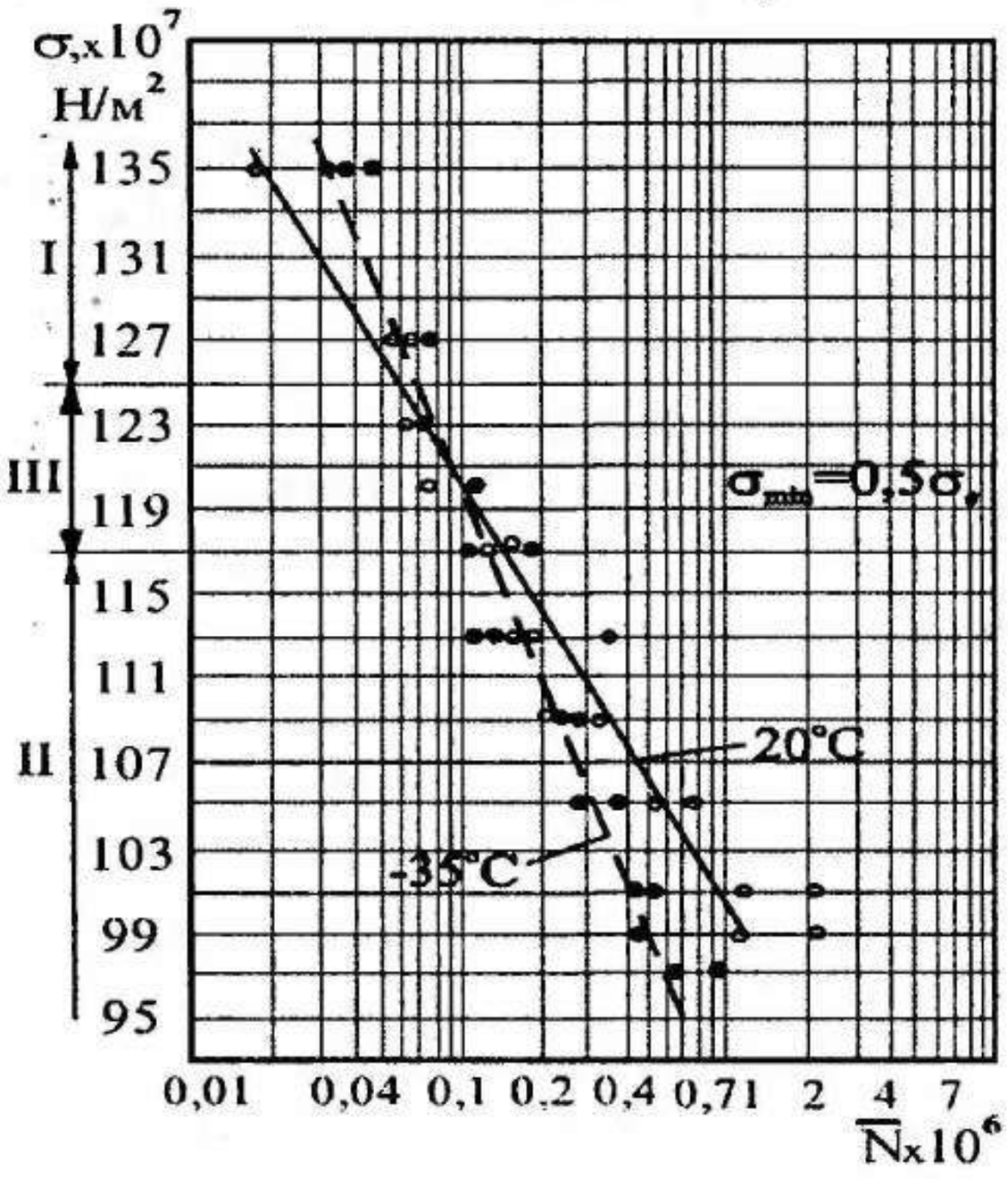


Рис. 4.20. Влияние температуры на усталостную прочность каната 1х19(1+6+12), ∅ 15,0 мм, $\sigma_в = 176,5$ кГс/мм^2

На усталостную прочность и долговечность канатов при низких температурах оказывает сильное влияние смазка, вернее – её соответствие или несоответствие по морозостойкости. Поэтому при температурах ниже -30 °С следует применять специальные морозостойкие смазки или эксплуатировать канаты без смазки.

Отметим также, что в реальных условиях эксплуатации усталостные повреждения проволок концентрируются преимущественно вблизи анкерных устройств, поэтому при обследовании канатов этим узлам необходимо уделять особое внимание.

Глава V. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАСЧЕТА ПРЯМОГО КАНАТА

В отличие от других ответственных деталей и узлов машин стальной канат не подвергается нормативным расчетам по допускаемым напряжениям, несущей способности, долговечности и т.п. Для канатов общепромышленного назначения обязательным является только выбор разрывного усилия каната в целом по условию

$$F_0 \geq S \cdot z_p, \tag{5.1}$$

где S – наибольшее натяжение ветви каната, указанное в паспорте крана; z_p – минимально допустимый коэффициент использования каната (минимальный коэффициент запаса прочности каната), регламентируемый Правилами [59] в зависимости от типа и режима работы машины.

Отсутствие прочностного расчета и незнание истинного напряженного состояния проволок компенсируются большими значениями коэффициента запаса прочности ($z_p = 2{,}5 \div 9{,}0$), что на практике иногда оборачивается перерасходом металла и утяжелением конструкции грузоподъёмного устройства. В некоторых случаях большой запас прочности даже вреден для каната. Например, несущие канаты подвесных лесотранспортных установок имеют в 1,5 – 2,0 раза большую долговечность при $z_p = 1{,}7 \div 2{,}0$, чем при ранее рекомендованном $z_p \geq 2{,}5$ [2].

Различные методики уточненных расчетов применяются пока только в исследовательских целях и при разработке новых канатов для заданных условий эксплуатации. В дальнейшем задача состоит в замене выбора каната по условию (5.1) прочностным расчетом с возможно наиболее полным учетом всего многообразия действующих факторов, как это делается в общем машиностроении. Особенно необходимо применение уточненных методик расчета для канатов, работающих при низких запасах прочности ($z_p < 3$), для которых выбор по условию (5.1) не всегда обеспечивает конструкционную прочность и работоспособность каната.

Задача силового расчета прямого каната развивается с начала столетия [84, 85 и др.]. В результате была создана так называемая теория Бендорфа--Динника, в основе которой принята модель каната как пучка прямых проволок, наклонённых под углом к оси симметрии и подчиняющегося гипотезе плоских сечений.

Эта упрощенная теория сыграла положительную роль, однако не смогла ответить на многие вопросы, связанные с силовым взаимодействием элементов каната и их деформациями как криволинейных стержней.

Более подробно разработана теория кручения тросов многожильных пружин [57, 58], однако к канату она пригодна только для одного частного случая – закручивания ненатянутого каната простейшей спиральной конструкции. Практического значения этот случай не имеет. Всё же эта теория сыграла для исследователей-канатчиков роль положительного примера решения аналогичной задачи методами строительной механики стержневых систем.

1. Уравнения статики

Современная терия расчета прямого каната на растяжение-кручение создана пофессором М.Ф. Глушко [6], который впервые применил к отдельным винтовым элементам каната дифференциальные уравнения статики тонких стержней Кирхгофа

$$\frac{d\bar{P}}{ds} = -\bar{f}; \qquad \frac{d\bar{L}}{ds} = -\bar{m} - [\bar{t}\,\bar{P}], \tag{5.2}$$

где $\bar{P}$ и $\bar{L}$ – главный вектор и главный момент внутренних сил; $\bar{f}$ и $\bar{m}$ – внешние контактная и моментная распределённые нагрузки; $\bar{t}$ – единичный орт касательной к оси стержня s.

Расчетная схема показана на рис. 5.1, где XYZ – неподвижные оси, а bnt – естественный триэдр, связанный с винтовым элементом s.

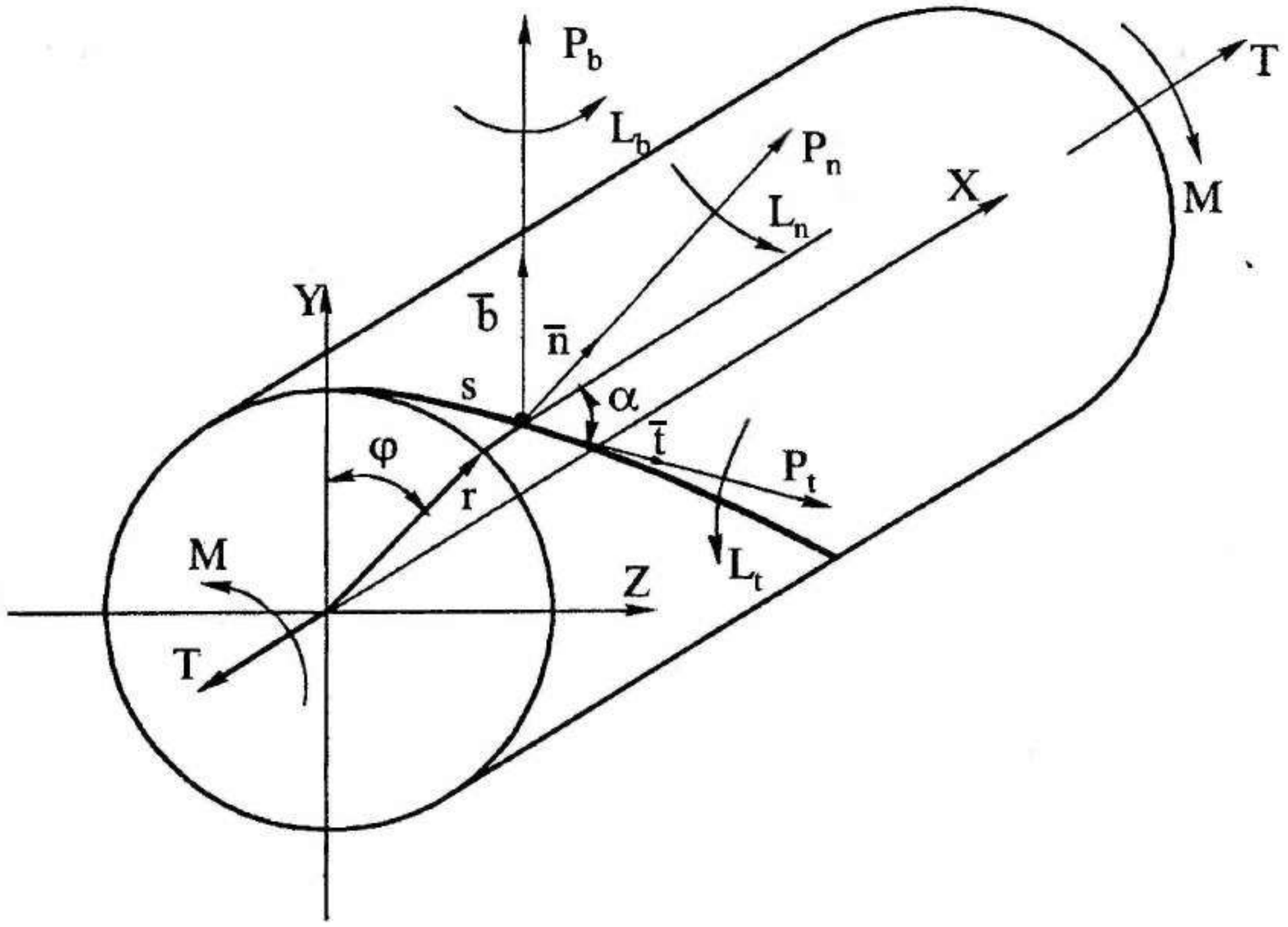


Рис. 5.1. Расчетная схема

Уравнения (5.2) в координатной форме:

$$\begin{aligned}
&\frac{dP_n}{ds} + \omega_t P_b - \omega_b P_t = -f_n;\\
&\frac{dP_b}{ds} + \omega_n P_t - \omega_t P_n = -f_b;\\
&\frac{dP_t}{ds} + \omega_b P_n - \omega_n P_b = -f_t;
\end{aligned} \tag{5.3}$$

$$\frac{dL_n}{ds}+\omega_t L_b-\omega_b L_t=-P_b-m_n;$$
$$\frac{dL_b}{ds}+\omega_n L_t-\omega_t L_n=P_n-m_b;$$
$$\frac{dL_t}{ds}+\omega_b L_n-\omega_n L_b=-m_t, \qquad (5.4)$$

где индексами обозначены проекции векторов на соответствующие оси естественного триэдра, причем проекции вектора $\bar{\omega}$ имеют следующий смысл: ω_t – кручение; ω_n – кривизна в плоскости (t,b); ω_b – кривизна в плоскости (t,n); проекции P_b и P_n – поперечные силы; P_t – осевое усилие; L_b и L_n – изгибающие, а L_t – крутящий моменты.

Для прямого каната

$$\omega_b=\frac{1}{r}\sin^2\alpha;\quad \omega_n=\frac{d\alpha}{ds}=0;\quad \omega_t=\frac{1}{2r}\sin 2\alpha,$$

где α и r – угол и радиус свивки винтового элемента.

Связь между внутренними и внешними усилиями и моментами

$$P_x=P_b\sin\alpha+P_t\cos\alpha;$$
$$P_y=P_b\cos\alpha\sin\varphi+P_n\cos\varphi-P_t\sin\alpha\sin\varphi;$$
$$P_z=-P_b\cos\alpha\cos\varphi+P_n\sin\varphi+P_t\sin\alpha\cos\varphi; \qquad (5.5)$$
$$L_x=L_b\sin\alpha+L_t\cos\alpha+(P_t\sin\alpha-P_b\cos\alpha)r;$$
$$L_y=L_b\cos\alpha\sin\varphi-L_t\sin\alpha\sin\varphi+L_n\cos\varphi+$$
$$+(P_b\sin\alpha+P_t\cos\alpha)r\sin\varphi;$$
$$L_z=-L_b\cos\alpha\cos\varphi+L_t\sin\alpha\cos\varphi+L_n\sin\varphi- \qquad (5.6)$$
$$-(P_b\sin\alpha+P_t\cos\alpha)r\cos\varphi.$$

Для прямого каната в [6] приняты следующие допущения: силы трения не учитываются; геометрически равноправные элементы каната предполагаются равноправными и в силовом отношении; равнодействующая контактных сил направлена по главной нормали к оси элемента; углы свивки проволок и прядей не изменяются в процессе деформации каната.

Записав потенциальную энергию упругой деформации проволоки в прямом канате с учётом растяжения, кручения и изгиба, применив теорему Кастилиано и суммируя силовые факторы по всему поперечному сечению каната М.Ф. Глушко получил уравнения статики прямого каната. Приведём эти уравнения в имеющей наибольшее значение записи для канатов двойной свивки:

$$T=A\varepsilon+C\theta;\quad M=C\varepsilon+B\theta, \qquad (5.7)$$

где T и M – осевое усилие и крутящий момент в канате; ε и θ – деформации растяжения и кручения, соответственно.

Уравнения упругости (5.7), пришедшие на смену тривиальному $T = E_k F_k \varepsilon$, впервые описывают поведение каната как естественно закрученного стержня, т.е. объекта с двумя степенями свободы. Поэтому их применение открыло новые перспективы в исследованиях стального каната, работающего при совместном растяжении и кручении.

Коэффициенты в (5.7) имеют следующий физический смысл: A –продольная жесткость; B – крутильная жесткость; C – так называемый коэффициент влияния, отражающий взаимное влияние растяжения и кручения на основе теоремы Бетти о взаимности работ

Эти коэффициенты определяются суммированием по всем m-прядям каната

$$A = \sum_1^m a_i'; \quad B = \sum_1^m b_i'; \quad C = \sum_1^m c_i', \tag{5.8}$$

где $a' = a - \mu_r d'$; $b' = b - \mu_r \frac{(e')^2}{d'}$: $c' = c - \mu_r e'$.

Для прядей ЛК:

$$a = a_0 \cos^2\beta + 2\frac{c_0}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta + \frac{1}{r_0^2}(b_0\sin^2\beta + g_0\cos^2\beta)\sin^4\beta\cos\beta;$$

$$b = a_0 r_0^2 \sin^2\beta\cos\beta + b_0\cos^7\beta + g_0(1+\cos^2\beta)^2\sin^2\beta\cos\beta + 2c_0 r_0\cos^4\beta\sin\beta;$$

$$c = a_0 r_0 \cos^2\sin\beta + c_0(1+\mathrm{tg}^4\beta)\cos^5\beta + \frac{1}{r_0}(b_0\cos^2\beta - g_0(1+\cos^2\beta))\times \sin^3\beta\cos^2\beta;$$

$$d' = a_0\sin^2\beta\cos\beta - \frac{c_0}{r_0}\cos2\beta\sin^3\beta - \frac{1}{r_0^2}(b_0\sin^2\beta + g_0\cos^2\beta)\times \sin^4\beta\cos\beta;$$

$$e' = a_0 r_0\sin^3\beta + c_0\cos2\beta\sin^2\beta\cos\beta - \frac{1}{r_0}(b_0\cos^2\beta - g_0(1+\cos^2\beta))\times \sin^3\beta\cos^2\beta,$$

где $a_0 = \sum_1^n a_i$; $b_0 = \sum_1^n b_i$; $c_0 = \sum_1^n c_i$ – коэффициенты жесткости прямой пряди; g_0 – изгибная жесткость пряди; a_i, b_i, c_i – коэффициенты жесткости отдельной проволоки, свитой в прядь, получаемые из формул для коэффициентов a, b, c заменой a_0, b_0, c_0, g_0, r_0, β – соответственно на жесткостные и геометрические параметры отдельной проволоки $EF, GI_p, 0, EI, r, \alpha$; n – число проволок в пряди.

Расчет коэффициентов жесткости для прядей ТК имеет свои особенности [6], на которых здесь не будем останавливаться.

Контактная нагрузка между прядью и сердечником

$$f_n = \frac{1}{r_0}(d'\varepsilon + e'\theta + g\varepsilon_r)\cos\beta, \tag{5.9}$$

где $g = a_0 \frac{\sin^4\beta}{\cos\beta} - 2\frac{c_0}{r_0}\sin^5\beta + \frac{1}{r_0^2}(b_0\sin^2\beta + g_0\cos^2\beta)\sin^4\beta\cos\beta.$

Деформации каната определяются так:

$$\varepsilon = \Delta_{11}T - \Delta_{12}M; \qquad \theta = -\Delta_{21}T + \Delta_{22}M, \tag{5.10}$$

где $\Delta_{11} = B/\Delta;\ \Delta_{22} = A/\Delta;\ \Delta_{21} = \Delta_{12} = C/\Delta;\ \Delta = AB - C^2.$

Деформация поперечного сужения каната

$$\varepsilon_r = -\mu_r\left(\varepsilon + \frac{e'}{d'}\theta\right). \tag{5.11}$$

Распределение нагрузки между элементами (слоями) каната определяется формулами

$$T_k = T\frac{A_kB - C_kC}{\Delta} + M\frac{AC_k - A_kC}{\Delta};$$

$$M_k = T\frac{C_kB - B_kC}{\Delta} + M\frac{B_kA - C_kC}{\Delta}, \tag{5.12}$$

где T_k и M_k – осевое усилие и крутящий момент, приходящиеся на k-тую группу элементов каната (слой проволок или прядей); A_k, B_k, C_k – коэффициенты жесткости данной группы элементов.

Деформации пряди в канате двойной свивки:

относительное удлинение

$$\varepsilon_{np} = \varepsilon\cos^2\beta + r_0\theta\sin\beta\cos\beta + \varepsilon_r\sin^2\beta; \tag{5.13}$$

изгибная деформация

$$b_{np} = \theta(1+\cos^2\beta)\sin\beta\cos + (\varepsilon_r - \varepsilon)\frac{1}{r_0}\sin^2\beta\cos^2\beta; \tag{5.14}$$

деформация кручения

$$t_{np} = \theta\cos^4\beta - (\varepsilon_r - \varepsilon)\frac{1}{r_0}\sin^3\beta\cos\beta, \tag{5.15}$$

где деформации каната ε и θ берутся по (5.10), а ε_r по (5.11).

Соответственно, деформации проволок в пряди имеют вид:

$$\varepsilon_s = \varepsilon_{np}\cos^2\alpha + rt_{np}\sin\alpha\cos\alpha; \tag{5.16}$$

$$t = t_{np}\cos^4\alpha + \varepsilon_{np}\frac{1}{r}\sin^3\alpha\cos\alpha; \tag{5.17}$$

$$b = t_{np}(1+\cos^2\alpha)\sin\alpha\cos\alpha - \varepsilon_{np}\frac{1}{r}\sin^2\alpha\cos^2\alpha. \tag{5.18}$$

Имея эти деформации, легко определить напряжения в проволоках. Таким образом, задача силового расчета прямого каната решается до конца.

С целью облегчения практического использования изложенной методики в табл. 5.1 и 5.2 приведены значения коэффициентов жесткости для некоторых конструкций канатов при стандартных параметрах, разных вариантах свивки и при $\mu_r = 1$. Здесь изгибные жесткости $\bar{g}_0$ и $\bar{G}_0$ определены как суммы изгибных жесткостей проволок.

Для удобства в таблицах приведены числовые значения для канатов единичного диаметра, а для произвольного диаметра их можно получить с помощью известных соотношений подобия [6]:

$$a_0 = \bar{a}_0 d^2;\ b_0 = \bar{b}_0 d^4;\ c_0 = \bar{c}_0 d^3;\ g_0 = \bar{g}_0 d^4;\ d' = \bar{d}'_0 d^2;\ e' = \bar{e}'_0 d^3;$$

$$A = \bar{A} d^2;\ B = \bar{B} d^4;\ C = \bar{C} d^3;\ G_0 = \bar{G}_0 d^4;\ \Delta = \bar{\Delta} d^6.$$

Данный расчет выполнен по схеме линейного контакта проволок, что даёт для канатов ТК несколько завышенные значения коэффициентов жесткости [6].

Таблица 5.1

Коэффициенты жесткости спиральных канатов (прядей)

Конструкция каната	$\bar{a}_0$, Н	$\bar{b}_0$, 10^{-3} Н·м^2	$\bar{c}_0$, Н·м	$\bar{g}_0$, 10^{-4} Н·м^2
1+6	119973	1,37	7,50	9,52
1+6+6/6	115767	1,19	8,8	3,62
1+6+12	105434	0,91	7,73	2,82
1-6+12	105434	0,91	4,87	2,82
1+9+9	109415	1,11	8,11	3,90
1+6; 6+12	108985	1,11	8,49	2,79
1+7+7/7+14	111698	1,08	8,76	1,90
1+6+6/6+18	108603	1,08	9,18	1,66
1-6-6/6+18	108603	1,08	2,59	1,66

Таблица 5.2

Коэффициенты жесткости канатов двойной свивки

ГОСТ, Конструкция каната	$\overline{A}$, Н	$\overline{B}$,10^{-4} Н·м^2	$\overline{C}$, Н·м	$\overline{G_0}$,10^{-6} Н·м^2	$\overline{d}'$, Н	$\overline{e}'$, Н·м	$\overline{g}'$, Н
ГОСТ 2688							
(6х19)О+о.с.	51111	9,45	6,84	22,30	1070	0,143	114
(6х19)К+о.с.	50197	4,43	4,55		1111	0,101	124
ГОСТ 3066							
(6х7)О+1х7	67017	9,80	7,27	72,16	1130	0,147	120
(6х7)К-1х7	66212	5,38	4,72		1166	0,109	128
ГОСТ 3077							
(6х19)О+о.с.	46983	8,76	6,31	22,83	997	0,134	107
(6х19)К+о.с.	46168	4,26	4,28		1034	0,096	116
ГОСТ 3088							
(12х25)О+(6х25)О+о.с	50567	10,15	6,91	8,36	451	0,072	59
(12х25)К-(6х25)О+о.с.	50180	7,52	3,28		460	0,062	62
ГОСТ 7665							
(6х25)О+о.с.	46440	8,77	6,30	16,10	987	0,134	106
(6х25)К+о.с.	45597	4,12	4,21		1025	0,095	116
ГОСТ 7667							
(6х25)О+(6х7)О+1х7	52844	8,89	6,53	17,31	986	0,134	106
(6х25)К-(6х7)О-1х7	52001	4,23	3,97		1024	0,095	116
ГОСТ 7668							
(6х36)О+о.с.	51102	8,86	6,65	12,31	1019	0,132	103
(6х36)К+о.с.	50179	3,83	4,25		1060	0,090	113
ГОСТ 7669							
(6х36)О+(6х7)О+1х7	61562	9,61	7,34	15,44	1106	0,143	113
(6х36)К-(6х7)О-1х7	60238	4,23	4,36		1149	0,097	123
ГОСТ 7670							
(8х19)О+о.с.	45575	9,18	6,41	13,11	724	0,102	79
(8х19)К+о.с.	44975	5,18	4,74		744	0,079	84
ГОСТ 7685							
6х37(1+6+6/6-18)О+о.с.	46081	7,15	5,56	9,64	999	0,120	102
6х37(1+6+6/6+18)О+о.с	46410	8,92	6,38		984	0,135	106
6х37(1+6+6/6-18)К+о.с.	45822	5,72	4,92		1010	0,108	112
6х37(1+6+6/6+18)К+о.с.	45493	3,86	4,11		1025	0,093	116

2. Уравнения динамики

Динамическими процессами в стальных канатах, особенно применительно к шахтному подъёму, занимались многие исследователи. Обстоятель-

ный обзор работ по динамике канатов имеется в работе [67].

В настоящее время общепризнанной является расчетная модель каната как естественно закрученной нити, разработанная М.Ф. Глушко и О.А. Горошко в 50-х годах.

При динамическом нагружении прямого идеально упругого каната возникают продольно-крутильные колебания, которые описываются уравнениями [6]

$$A\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+C\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}=\rho\frac{\partial^2 u}{\partial t^2};$$

$$C\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+B\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}=m_0\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial t^2}, \qquad (5.19)$$

где u и v – осевое и крутильное перемещения; ρ – линейная плотность каната; m_0 – линейный кинетический момент инерции каната.

На основе этих уравнений было установлено существование в канате двух волн продольно-крутильных колебаний:

главной продольной волны $W_1 = u + \lambda_1 \mathrm{v}$;

главной крутильной волны $W_2 = u - \lambda_2 \mathrm{v}$,

где

$$\lambda_{1,2}=\frac{1}{2C}\left[\pm B\mp A\rho_i^2+\sqrt{(B-\rho_i^2 A)^2+4\rho_i^2 C^2}\right];$$

ρ_i – приведенный радиус инерции площади поперечного сечения каната.

Волны W_1 и W_2 распространяются со скоростями

$$a_{1,2}=\left[\frac{A}{2\rho}+\frac{B}{2m_0}\pm\frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{A}{\rho}-\frac{B}{m_0}\right)^2+4\frac{C^2}{m_0\rho}}\right]^{\frac{1}{2}},$$

причем $a_1 >> a_2$.

Наличие второй (крутильной) волны отличает канат от изотропного стержня, поэтому его состояние описывается двумя независимыми волновыми уравнениями

$$a_1^2\frac{\partial^2 W_1}{\partial x^2}=\frac{\partial^2 W_1}{\partial t^2};\ a_2^2\frac{\partial^2 W_2}{\partial x^2}=\frac{\partial^2 W_2}{\partial t^2}.$$

Продольная волна W_1 представляет собой волну растяжения с закручиванием, вследствие которого продольная жесткость каната увеличивается. Это позволило М.Ф. Глушко объяснить известное из опытов увеличение динамического модуля упругости по сравнению со статическим

$$\frac{E_{\partial}}{E_{cm}}=\left(\frac{a_1}{a}\right)^2>1, \qquad (5.20)$$

где $a=\sqrt{EF/\rho}$ – скорость распространения упругой волны в сплошном изотропном стержне; ρ – линейная плотность стержня.

Учет упругих несовершенств каната приводится в работах [6,67, и др.] в соответствии с гипотезой Фойгта. По М.Ф. Глушко это приводит к следующим волновым уравнениям

$$a_1^2\left(1+\bar{\alpha}\frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial^2 W_1}{\partial x^2}=\frac{\partial^2 W_1}{\partial t^2};\ a_2^2\left(1+\bar{\alpha}\frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial^2 W_2}{\partial x^2}=\frac{\partial^2 W_2}{\partial t^2},$$

где $\bar{\alpha}$ – параметр вязкости.

Применение гипотезы Фойгта существенно упрощает решение динамических задач, однако в реальном канате упругие несовершенства имеют более сложную природу. В целом динамика квазиупругого каната ещё нуждается в детальном исследовании.

В работе [8] решена задача о продольно-крутильных колебаниях шахтного подъёмного каната с учетом особенности изменения угла свивки у концевой заделки, вызванной жестким защемлением прядей. В результате получены дифференциальные уравнения движения каната в следующем виде:

$$\begin{aligned} &A\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+C\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}-A_1\frac{\partial^4 u}{\partial x^4}+C_1\frac{\partial^4 \mathrm{v}}{\partial x^4}+\rho(g\pm j)=\rho\frac{\partial^2 u}{\partial t^2};\\ &C\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+B\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}+C_1\frac{\partial^4 u}{\partial x^4}+B_1\frac{\partial^4 \mathrm{v}}{\partial x^4}=m_0\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial t^2}, \end{aligned} \qquad (5.21)$$

где j – ускорение каната.

Численный анализ показывает, что в уравнениях (5.21) члены с четвертыми производными имеют значение только в непосредственной окрестности закрепления каната, а на остальной его длине продольно-крутильные колебания описываются уравнениями (5.19), которые следуют из (5.21) как частный случай.

3. Нелинейная статика

Основные положения. Описанная в п.1 теория даёт хорошее согласование с экспериментами, соответствующими режимам работы канатов общепромышленного назначения, т.е. при запасах прочности $n>3$ и при отсутствии заведомо большого кручения каната. Если же канат работает в условиях свободного подвеса груза и при малом запасе прочности, то наблюдаются большие расхождения данной теории с опытом [79].

Отмеченный недостаток является следствием того, что при выводе уравнений (5.7) было принято допущение о неизменяемости углов свивки элементов в процессе деформирования каната. В результате этого и других упрощений уравнения (5.7) получены в линейной форме и не отражают более сложную зависимость между усилиями и деформациями, проявляющуюся при определенных условиях.

В принципе можно выделить конструктивно-технологические, геометрические и физические причины нелинейного поведения стального каната.

Конструктивно-технологическая нелинейность обусловлена наличием свивочных напряжений, рыхлой структурой каната и сердечника и проявляется при малых деформациях только в первые циклы нагружений. После нескольких нагружений канат обтягивается и в дальнейшем этот тип нелинейности не проявляется. Поэтому конструктивно-технологическая нелинейность здесь не рассматривается.

Также не будем рассматривать физическую нелинейность каната, обусловленную нелинейностями в материале проволок, которые ощутимо проявляются только при близких к разрушающим нагрузках, что относится к нештатным режимам нагружения канатов.

Наибольшее практическое значение имеет геометрическая нелинейность, обусловленная изменением в процессе деформирования геометрических параметров каната, в первую очередь, угла и радиуса свивки прядей.

На рис. 5.2 показана диаграмма растяжения каната, на которой выделены: I – зона линейного поведения каната при малых деформациях; II – зона геометрической нелинейности; III– зона физической нелинейности. Штриховой линией показана конструктивно-технологическая нелинейность нового необтянутого каната. Как видим, геометрическая нелинейность охватывает диапазон средних и больших нагрузок.

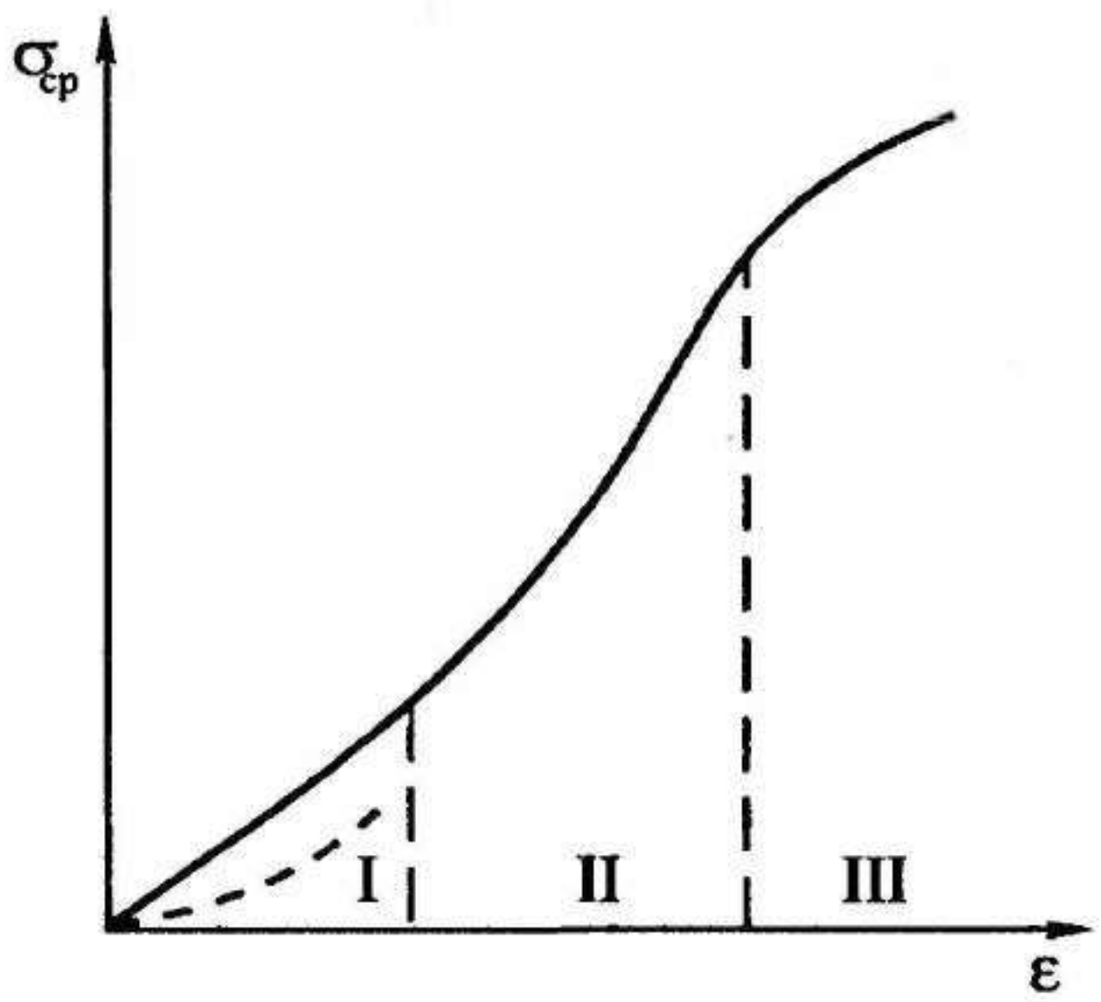


Рис. 5.2. Диаграмма растяжения каната

Для решения задачи примем следующие допущения: канат свит с зазорами между соседними элементами в слое, вследствие чего тангенциальные контактные силы и силы трения отсутствуют; геометрически равноправные элементы каната равноправны и в силовом отношении; свивочными напряжениями пренебрегаем; материал проволок подчиняется закону Гука.

Нелинейные уравнения упругости. Расчетная схема каната показана на рис. 5.3. В общем случае внешними силовыми факторами являются натяжение T и крутящий момент M. В результате деформации каната угол и радиус свивки пряди получают приращения $\Delta\beta$ и Δr_0. Аналогично деформируется и проволока в пряди или в спиральном канате, для которой приращения – $\Delta\alpha$ и Δr.

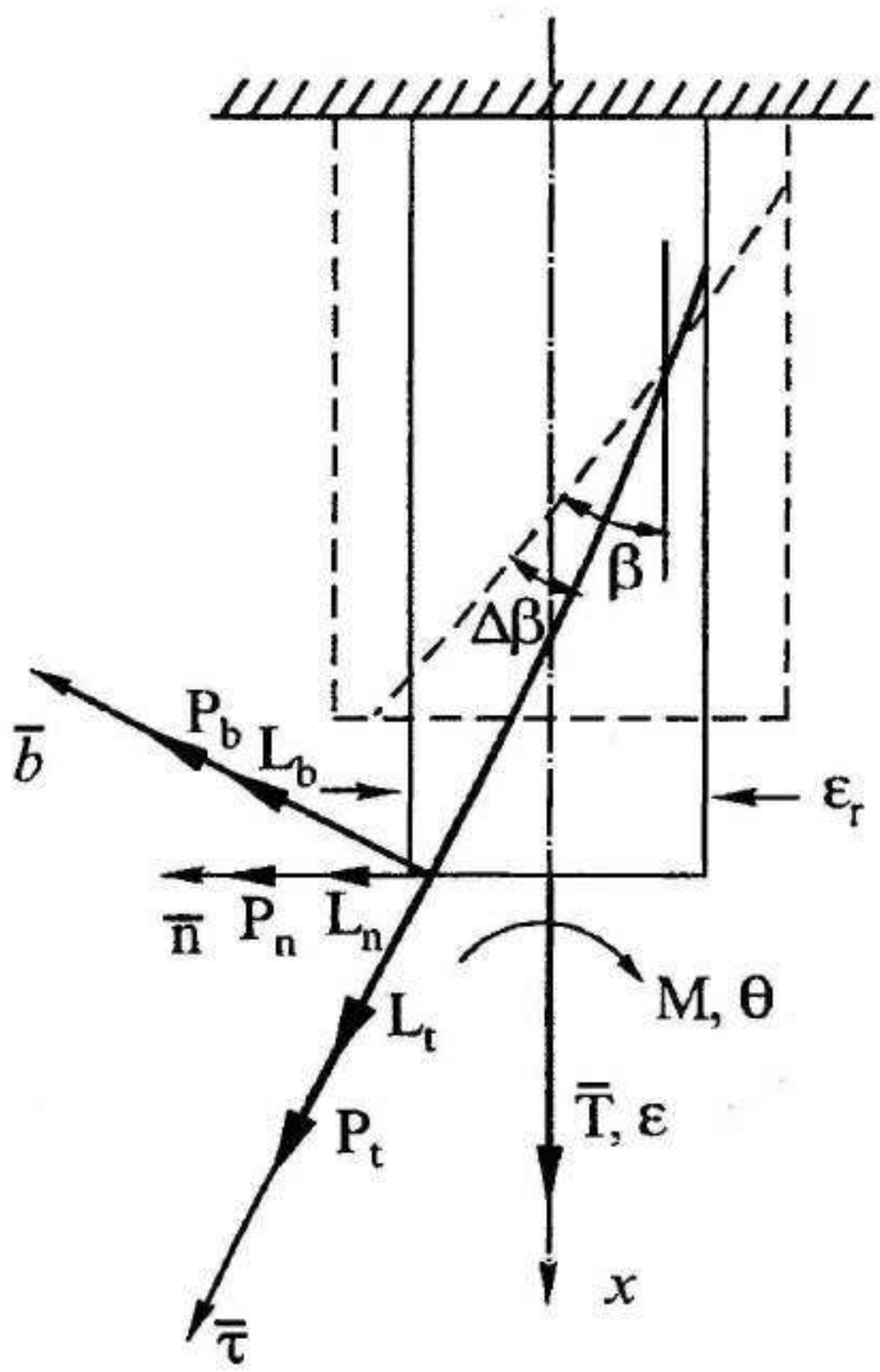


Рис. 5.3. Расчётная схема каната к выводу нелинейных уравнений

Рассмотрим сначала спиральный канат (прядь) с линейным контактом проволок. Проекции на её ось внутреннего усилия и момента в отдельной проволоке (5.5) и (5.6) запишем с учетом приращений параметров свивки

$$P'_x = P'_b \sin(\alpha+\Delta\alpha) + P'_t \cos(\alpha+\Delta\alpha);$$

$$L'_x = L'_b \sin(\alpha+\Delta\alpha) + L'_t \cos(\alpha+\Delta\alpha) +$$

$$+\left[P'_t \sin(\alpha+\Delta\alpha) - P'_b \cos(\alpha+\Delta\alpha)\right](r+\Delta r),$$

где силы и моменты

$$P'_t = \varepsilon_{s1} EF; \quad P'_b = \frac{\sin^2(\alpha+\Delta\alpha)}{r+\Delta r} L'_t - \frac{\sin(\alpha+\Delta\alpha)\cos(\alpha+\Delta\alpha)}{r+\Delta r} L'_b;$$

$$L_t' = \tilde{t}_1 GI_p; \quad L_b' = \tilde{b}_1 EI;$$

$\varepsilon_{s1}, \tilde{t}_1, \tilde{b}_1$ – осевая, крутильная и изгибная деформации проволоки.

После подстановки и преобразований

$$P_x' = \varepsilon_{s1} EF(\cos\alpha - \Delta\alpha\sin\alpha) + \tilde{t}_1 GI_p \frac{1 + 3\Delta\alpha ctg\alpha - \varepsilon_{r1}}{r}\sin^3\alpha -$$

$$-\tilde{b}_1 EI\frac{1}{r}\left[1 + 2\Delta\alpha(3\cos^2\alpha - 1)\csc 2\alpha - \varepsilon_{r1}\right]\sin^2\alpha\cos\alpha;$$

$$L_x' = \varepsilon_{s1} EFr(1 + \Delta\alpha ctg\alpha + \varepsilon_{r1})\sin\alpha + \tilde{t}_1 GI_p(1 - 3\Delta\alpha tg\alpha)\times \qquad (5.22)$$

$$\times\cos^3\alpha + \tilde{b}_1 EI\left[(1 + \cos^3\alpha)\sin\alpha + \Delta\alpha(3\cos^2\alpha - 1)\cos\alpha\right],$$

где $\varepsilon_{r1} = \Delta r / r$ – поперечная деформация пряди.

Деформации $\tilde{t}_1$ и $\tilde{b}_1$ найдем как разности кручения и кривизны проволоки в конечном и начальном состояниях

$$\tilde{t}_1 = \frac{\sin(\alpha + \Delta\alpha)\cos(\alpha + \Delta\alpha)}{r + \Delta r}(1 + \varepsilon_{s1}) - \frac{\sin\alpha\cos\alpha}{r};$$

$$\tilde{b}_1 = \frac{\sin^2(\alpha + \Delta\alpha)}{r + \Delta r}(1 + \varepsilon_{s1}) - \frac{\sin^2\alpha}{r}.$$

Учитывая соотношения $\ell = s\cos\alpha$ и $r\varphi = s\sin\alpha$ (s и ℓ – длины элемента проволоки и пряди; φ – полярный угол в сечении пряди), вводя обозначения $\varepsilon_1 = \Delta\ell / \ell$; $\theta_1 = \Delta\theta / \ell$ – относительные осевая и угловая деформации пряди; $\varepsilon_{s1} = \Delta S / S$ и принимая по [80]

$$\varepsilon_{s1} = \cos\alpha\left[(1 + \varepsilon_1)^2 + (tg\alpha + r\theta_1)^2(1 + \varepsilon_{r1})^2\right]^{\frac{1}{2}} - 1,$$

найдём деформации

$$\tilde{t}_1 = \frac{1}{r}(1 + \varepsilon_1)(tg\alpha + r\theta_1)\left[(1 + \varepsilon_1)^2 + (tg\alpha + r\theta_1)^2(1 + \varepsilon_{r1})^2\right]^{-\frac{1}{2}}\times$$

$$\times\cos\alpha - \frac{\sin\alpha\cos\alpha}{r};$$

$$\tilde{b}_1 = \frac{1}{r}(1 + \varepsilon_{r1})(tg\alpha + r\theta_1)^2\left[(1 + \varepsilon_1)^2 + (tg\alpha + r\theta_1)^2(1 + \varepsilon_{r1})^2\right]^{-\frac{1}{2}}\times \qquad (5.23)$$

$$\times\cos\alpha - \frac{\sin^2\alpha}{r}.$$

Разлагая выражения (5.23) в ряд Маклорена по степеням деформации до членов второго порядка включительно, находим

$$\tilde{t}_1 = \frac{1}{r}(\varepsilon_1 - \varepsilon_{r1})\cos\alpha\sin^3\alpha + \theta_1\cos^4\alpha - \frac{3}{16r}\varepsilon_1^2\sin^3 2\alpha -$$
$$\frac{3}{2}r\theta_1^2\sin\alpha\cos^5\alpha + 3\theta_1(\varepsilon_1 - \varepsilon_{r1})\sin^2\alpha\cos^4\alpha +$$
$$+\frac{3}{r}\varepsilon_{r1}\left(\varepsilon_1 + \frac{1}{2}\varepsilon_{r1}\right)\cos\alpha\sin^3\alpha\cos 2\alpha; \qquad (5.24)$$

$$\tilde{b}_1 = -\frac{1}{4r}(\varepsilon_1 - \varepsilon_{r1})\sin^2 2\alpha + \frac{1}{2}\theta_1(1+\cos^2\alpha)\sin 2\alpha +$$
$$\frac{3}{8r}\varepsilon_1\left(\varepsilon_1 - \frac{1}{2}\varepsilon_{r1}\right)\sin^2 2\alpha\cos 2\alpha - \theta_1(\varepsilon_1 - \varepsilon_{r1})(3\cos^2\alpha - 1)\times \qquad (5.25)$$
$$\times\sin\alpha\cos^3\alpha + \frac{1}{2}r\theta_1^2(3\cos^2\alpha - 1)\cos^4\alpha - \frac{3}{2r}\varepsilon_{r1}^2\sin^2\alpha\sin^2 2\alpha$$

Пренебрегая в уравнениях (5.24) и (5.25) членами второго порядка, получаем линейные зависимости t и b от деформации пряди [6].

С учетом деформаций (5.24) и (5.25) и принимая $\Delta\alpha_1$ по [6], а ε_{s1} по [80]

$$\Delta\alpha_1 = -\varepsilon_1\sin\alpha\cos\alpha + r\theta_1\cos^2\alpha + \varepsilon_{r1}\sin\alpha\cos\alpha;$$
$$\varepsilon_{s1} = \varepsilon_1\cos^2\alpha + \frac{1}{2}r\theta_1\sin 2\alpha + \varepsilon_{r1}\sin^2\alpha + \frac{1}{8}\varepsilon_1^2\sin^2 2\alpha +$$
$$+\frac{1}{2}\theta_1^2 r^2\cos^4\alpha + \frac{1}{8}\varepsilon_{r1}\sin^2 2\alpha - r\varepsilon_1\theta_1\sin\alpha\cos^3\alpha - \qquad (5.26)$$
$$-\frac{1}{4}\varepsilon_1\varepsilon_{r1}\sin^2 2\alpha + \frac{1}{2}r\theta_1\varepsilon_{r1}(1+\cos^2\alpha)\sin 2\alpha,$$

уравнения (5.2) преобразуем к следующему виду

$$P'_x = a\varepsilon_1 + c\theta_1 + d\varepsilon_{r1} + a'_{11}\varepsilon_1^2 + a'_{22}\theta_1^2 + a'_{33}\varepsilon_{r1}^2 + a'_{12}\varepsilon_1\theta_1 +$$
$$+a'_{13}\varepsilon_1\varepsilon_{r1} + a_{23}\theta_1\varepsilon_{r1};$$
$$L'_x = c\varepsilon_1 + b\theta_1 + e\varepsilon_{r1} + c'_{11}\varepsilon_1^2 + c'_{22}\theta_1^2 + c'_{33}\varepsilon_{r1}^2 + c'_{12}\varepsilon_1\theta_1 + \qquad (5.27)$$
$$+c'_{13}\varepsilon_1\varepsilon_{r1} + c'_{23}\theta_1\varepsilon_{r1},$$

где

$$a = EF\cos^3\alpha + GI_p\frac{\sin^6\alpha\cos\alpha}{r^2} + EI\frac{\sin^4\alpha\cos^3\alpha}{r^2};$$

$$b = EFr^2\sin^2\alpha\cos\alpha + GI_p\cos^7\alpha + EI\left(1+\cos^2\alpha\right)^2\sin^2\alpha\cos\alpha;$$

$$c = EFr\cos^2\alpha\sin\alpha + GI_p\frac{\sin^3\alpha\cos^4\alpha}{r} - EI\frac{1+\cos^2\alpha}{r}\cos^2\alpha\sin^3\alpha;$$

$$d = EF\cos\alpha\sin^2\alpha - GI_p\frac{\sin^6\alpha\cos\alpha}{r^2} - EI\frac{\sin^4\alpha\cos^3\alpha}{r^2};$$

$$e = EFr\sin^3\alpha - GI_p\frac{\cos^4\alpha\sin^3\alpha}{r} + EI\frac{1+\cos^2\alpha}{r}\sin^3\alpha\cos^2\alpha;$$

$$a'_{11} = \frac{3}{2}EF\sin^2\alpha\cos^3\alpha - \frac{9}{2}GI_p\frac{\sin^6\alpha\cos^7\alpha}{r^2} + \frac{1}{2}EI\frac{3\cos^2\alpha-1}{r^2}\sin^4\alpha\cos^3\alpha;$$

$$a'_{22} = \frac{1}{2}EFr^2\left(1-3\sin^2\alpha\right)\cos^3\alpha + \frac{3}{2}GJ_p\left(3\cos^2\alpha-1\right)\sin^2\alpha\cos^5\alpha +$$

$$+\frac{1}{2}EI\left(3\cos^2\alpha-1\right)\left(\cos^2\alpha+2\right)\sin^2\alpha\cos^3\alpha;$$

$$a'_{33} = \frac{1}{2}EF\left(1-3\sin^2\alpha\right)\sin^2\alpha\cos\alpha - \frac{3}{2}GI_p\frac{\sin^6\alpha\cos^3\alpha}{r^2} +$$

$$+\frac{1}{2}EI\frac{3\sin^2\alpha+2}{r^2}\sin^4\alpha\cos^3\alpha;$$

$$a'_{12} = -EFr\left(3\cos^2\alpha-1\right)\sin\alpha\cos^2\alpha - 3GI_p\frac{\sin^3\alpha\cos^6\alpha}{r} -$$

$$-EI\frac{\left(3\cos^2\alpha-1\right)\left(1+\cos^2\alpha\right)}{r}\sin^3\alpha\cos^2\alpha;$$

$$a'_{13} = -EF\left(3\cos^2\alpha-1\right)\sin^2\alpha\cos\alpha + GI_p\frac{9\cos^2\alpha-2}{r^2}\sin^6\alpha\cos\alpha -$$

$$-2EI\frac{\sin^4\alpha\cos^3\alpha}{r^2};$$

$$a'_{23} = EFr\left(3\cos^2\alpha - 1\right)\sin\alpha\cos^2\alpha + GI_p\frac{9\sin^2\alpha - 4}{r}\sin^3\alpha\cos^4\alpha +$$

$$+ EI\frac{\cos^2\alpha + 1}{r}\sin^3\alpha\cos^2\alpha;$$

$$c'_{11} = \frac{1}{2}EFr\left(1 - 3\cos^2\alpha\right)\sin\alpha\cos^2\alpha + \frac{3}{2}GI_p\frac{3\sin^2\alpha - 1}{r}\times$$

$$\times\sin^3\alpha\cos^4\alpha + \frac{1}{2}EI\frac{9\cos^4\alpha - 1}{r}\sin^3\alpha\cos^2\alpha;$$

$$c'_{12} = EFr^2\left(1 - 3\sin^2\alpha\right)\cos^3\alpha + 3GI_p\left(3\cos^2\alpha - 1\right)\sin^2\alpha\cos^5\alpha -$$

$$- EI\left(3\cos^2\alpha - 1\right)\left(3\cos^2\alpha + 2\right)\sin^2\alpha\cos^3;$$

$$c'_{22} = \frac{3}{2}EFr^3\sin\alpha\cos^4\alpha - \frac{9}{2}GI_p r\sin\alpha\cos^8\alpha +$$

$$+\frac{3}{2}EIr\left(1 + \cos^2\alpha\right)\left(3\cos^2\alpha - 1\right)\sin\alpha\cos^4\alpha;$$

$$c'_{33} = \frac{1}{2}EFr\left(3\cos^2\alpha + 2\right)\sin^3\alpha + GI_p\frac{1 + 3\sin^2\alpha}{2r}\sin^3\alpha\cos^2\alpha +$$

$$+ EI\frac{9\cos^4\alpha - 2\cos^2\alpha - 3}{2r}\sin^3\alpha\cos^2\alpha;$$

$$c'_{13} = EFr\left(3\cos^2\alpha - 1\right)\sin\alpha\cos^2\alpha + GI_p\frac{2 - 9\sin^2\alpha}{r}\times$$

$$\times\sin^3\alpha\cos^4\alpha - EI\frac{9\cos^4\alpha - \cos^2\alpha - 2}{r}\sin^3\alpha\cos^2\alpha;$$

$$c'_{23} = EFr^2\left(2 + 3\cos^2\alpha\right)\sin^2\alpha\cos\alpha - 3GJ_p\left(3\cos^2\alpha - 1\right)\times$$

$$\times\sin^2\alpha\cos^3\alpha + EJ\left(3\cos^2\alpha - 1\right)\left(3\cos^2\alpha + 2\right)\sin^2\alpha\cos^3\alpha.$$

Принимая $\varepsilon_{r1} = 0$, что для пряди вполне допустимо, осевое усилие и крутящий момент запишем следующим образом

$$T_o = \sum_{i=0}^{n} P'_{xi} = a_0\varepsilon_1 + c_0\theta_1 + a_{11}\varepsilon_1^2 + a_{22}\theta_1^2 + a_{12}\varepsilon_1\theta_1;$$

$$M_o = \sum_{i=1}^{n} L'_{xi} = c_0\varepsilon_1 + b_0\theta_1 + c_{11}\varepsilon_1^2 + c_{22}\theta_1^2 + c_{12}\varepsilon_1\theta_1, \qquad (5.28)$$

где

$$a_0 = \sum_{i=1}^{n} a_i; b_0 = \sum_{i=1}^{n} b_i; c_0 = \sum_{i=1}^{n} c_i; a_{jk} = \sum_{i=1}^{n} (a'_{jk})_i; c_{jk} = \sum_{i=1}^{n} (c_{jk})_i,$$

где n – число проволок в пряди; j и k принимают последовательно значения 1, 2.

Уравнения (5.28) представляют собой искомые нелинейные уравнения статики прямого спирального каната. Пренебрегая в (5.28) членами второго порядка, получаем линейные уравнения типа (5.7).

В соответствии с (5.28) осевая сила и крутящий момент в пряди каната двойной свивки примут вид:

$$P_t = a_0\varepsilon_2 + c_0\tilde{t}_2 + a_{11}\varepsilon_2^2 + a_{22}\tilde{t}_2^2 + a_{12}\varepsilon_2\tilde{t}_2;$$

$$L_t = c_0\varepsilon_2 + b_0\tilde{t}_2 + c_{11}\varepsilon_2^2 + c_{22}\tilde{t}_2^2 + c_{12}\varepsilon_2\tilde{t}_2.$$

Деформации пряди $\varepsilon_2, \tilde{t}_2$ и $\bar{b}_2$ определим по формулам (5.26), (5.24) и (5.25), заменив в них $\varepsilon_{s1}, t_1, b_1, \varepsilon_1, \theta_1, \varepsilon_{r1}, r$ и α соответственно на $\varepsilon_2, \tilde{t}_2, \bar{b}_2, \varepsilon, \theta, \varepsilon_r, r_0, \beta$.

Используя полученные занчения $\varepsilon_2, \tilde{t}_2, \bar{b}_2, P_t, L_t$ и учитывая изменение радиуса свивки Δr_0, получаем нелинейные уравнения статики прямого каната с точностью до малых второго порядка:

$$\begin{aligned} T &= A\varepsilon + C\theta + D\varepsilon_r + A_{11}\varepsilon^2 + A_{22}\theta^2 + A_{33}\varepsilon_r^2 + A_{12}\varepsilon\theta + A_{13}\varepsilon\varepsilon_r + A_{23}\theta\varepsilon_r; \\ M &= C\varepsilon + B\theta + E\varepsilon_r + C_{11}\varepsilon^2 + C_{22}\theta^2 + C_{33}\varepsilon_r^2 + C_{12}\varepsilon\theta + C_{13}\varepsilon\varepsilon_r + C_{23}\theta\varepsilon_r, \end{aligned} \quad (5.29)$$

где A, B, C, – коэффициенты, равные одноименным коэффициентам в уравнениях (5.7) для случая прядей с линейным контактом проволок; остальные коэффициенты имеют вид

$$D = \sum_{i-1}^{m}\left[a_0 \sin^2\beta\cos\beta - \frac{c_0}{r_0}\cos 2\beta \sin^3\beta - \frac{1}{r_0^2}\left(b_0\sin^2\beta + g_0\cos^2\beta\right)\times \right.$$

$$\left. \times\sin^4\beta\cos\beta \right];$$

$$E = \sum_{i=1}^{m}\left[a_0 r_0 \sin^3\beta + c_0\cos 2\beta\sin^2\beta\cos\beta - \frac{1}{r_0}\left(b_0\cos^2\beta - g_0\times \right.\right.$$

$$\left.\left. \times(1+\cos^2\beta))\sin^3\beta\cos^2\beta \right]\right\}$$

$$A_{11} = \sum_{i=1}^{m}\left[\frac{3}{2}a_0\sin^2\beta\cos^3\beta - \frac{3}{2}c_0\frac{4\cos^2\beta - 1}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta - \right.$$

$$\left. - \frac{3}{2}\frac{3b_0\sin^2\beta + g_0(3\cos^2\beta - 1)}{r_0^2}\sin^4\beta\cos^3\beta + a_{11}\cos^5\beta + \right.$$

$$+\frac{c_{11}+a_{12}}{r_0}\sin^3\beta\cos^4\beta+\frac{c_{12}+a_{22}}{r_0^2}\sin^6\beta\cos^3\beta+\frac{c_{22}}{r_0^3}\sin^4\beta\cos^2\beta\Bigg];$$

$$A_{22}=\sum_{i=1}^{m}\Bigg\{-\frac{1}{2}a_0r_0^2(3\sin^2\beta-1)\cos^3\beta+\frac{c_0}{2}r_0(12\sin^2\beta-5)\times$$

$$\times\sin\beta\cos^4\beta+\frac{1}{2}\Big[3b_0\left(3\cos^2\beta-1\right)\cos^2\beta-g_0\left(9\cos^4\beta+3\cos^2\beta-2\right)\Big]\times$$

$$\times\sin^2\beta\cos^3\beta+a_{11}r_0^2\sin^2\beta\cos^3\beta+r_0\left(c_{11}\sin^4\beta+a_{12}\cos^4\beta\right)\sin\beta\times$$

$$\times\cos^2\beta+\left(c_{12}\sin^4\beta+a_{22}\cos^4\beta\right)\cos^5\beta+c_{22}\frac{\sin^3\beta\cos^8\beta}{r_0}\Bigg\};$$

$$A_{33}=\sum_{i=1}^{m}\Bigg[-\frac{1}{2}a_0\left(3\sin^2\beta-1\right)\sin^2\beta\cos\beta+c_0\frac{1+3\sin^2\beta-6\sin^4\beta}{2r_0}\sin^3\beta-$$

$$-\frac{3}{2}\frac{b_0\sin^2\beta+g_0\left(3\cos^2\beta-1\right)}{r_0^2}\sin^4\beta\cos^3\beta+a_{11}\sin^4\beta\cos\beta+$$

$$+\frac{c_{11}\sin^2\beta-a_{12}\cos^2\beta}{r_0}\sin^5\beta-\frac{c_{12}\sin^2\beta-a_{22}\cos^2\beta}{r_0^2}\sin^6\beta\cos\beta+$$

$$+c_{22}\frac{\sin^9\beta\cos^2\beta}{r_0^3}\Bigg];$$

$$A_{12}=\sum_{i=1}^{m}\Big\{-a_0r_0\left(3\cos^2\beta-1\right)\sin\beta\cos^2\beta+c_0\left(12\cos^2\beta-5\right)\sin^2\beta\cos^3\beta-$$

$$-\frac{3b_0\left(1-3\sin^2\beta\right)\cos^2\beta-g_0\left(9\cos^4\beta-1\right)}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta+2a_{11}r_0\sin\beta\times$$

$$\times\cos^4\beta+\left[2c_{11}\sin^4\beta+a_{12}\left(1-2\sin^2\beta\cos^2\beta\right)\right]\times\cos^3\beta+$$

$$+\frac{c_{12}\left(1-2\sin^2\beta\cos^2\beta\right)+2a_{22}\cos^4\beta}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta+2c_{22}\frac{\sin^6\beta\cos^5\beta}{r_0^2}\Big\};$$

$$A_{13}=\sum_{i=1}^{m}\Bigg[-a_0\left(3\cos^2\beta-1\right)\sin^2\beta\cos\beta-2c_0\frac{1-3\cos2\beta}{r}\sin^3\beta\cos^2\beta\times$$

$$\times\frac{b_0\left(9\cos^2\beta-2\right)\sin^2\beta+g_0\left(9\cos^2\beta-3\right)\cos^2\beta}{r_0^2}\sin^4\beta\cos\beta+2a_{11}\sin^2\beta\times$$

$$\times\cos^3\beta\,\frac{2c_{11}\sin^2\beta-a_{12}\cos 2\beta}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta-\frac{c_{12}\cos 2\beta+2a_{22}\cos^2\beta}{r_0^2}\times$$

$$\times\sin^6\beta\cos\beta-2c_{22}\frac{\sin^9\beta\cos^2\beta}{r_0^3}\Big];$$

$$A_{23}=\sum_{i=1}^{m}\Big[-a_0r_0\left(1-3\cos^2\beta\right)\sin\beta\cos^2\beta-c_0\left(5-16\sin^2\beta+12\sin^4\beta\right)\times$$

$$\times\sin^2\beta\cos\beta\,\frac{b_0\left(2-9\sin^2\beta\right)-g_0\left(1+9\cos^2\beta\right)}{r_0}\sin^3\beta\cos^4\beta+2a_{11}r_0\times$$

$$\times\sin^3\beta\cos^2\beta+\left(2c_{11}\sin^4\beta+a_{12}\cos^2\beta\cos 2\beta\right)\sin^2\beta\cos\beta+$$

$$+\frac{c_{12}\sin^2\beta\cos 2\beta-2a_{22}\cos^4\beta}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta-2c_{22}\frac{\sin^6\beta\cos^5\beta}{r_0^2}\Big];$$

$$C_{11}=\sum_{i=1}^{m}\Big[-\frac{1}{2}a_0r_0\left(3\cos^2\beta-1\right)\sin\beta\cos^2\beta+\frac{1}{2}c_0\left(12\cos^2\beta-5\right)\sin^2\beta\times$$

$$\times\cos^3\beta+\frac{3b_0\left(3\sin^2\beta-1\right)\cos^2\beta+g_0\left(9\cos^4\beta-1\right)}{2r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta+a_{11}\dot{r}_0\times$$

$$\times\sin\beta\cos^4\beta+\left(c_{11}\cos^4\beta+a_{12}\sin^4\beta\right)\cos^3\beta+\frac{c_{12}\cos^4\beta+a_{22}\sin^4\beta}{r_0}\times$$

$$\times\sin^3\beta\cos^2\beta+c_{22}\frac{\sin^6\beta\cos^5\beta}{r_0^2}\Big];$$

$$C_{22}=\sum_{i=1}^{m}\Big\{\frac{3}{2}a_0r_0^3\sin\beta\cos^4\beta+\frac{3}{2}c_0r_0^2\left(1-4\sin^2\beta\right)\cos^5\beta-\frac{r_0}{2}\Big[9b_0\cos^4\beta-$$

$$-g_0\left(3\cos^4\beta+10\cos^2\beta-3\right)\Big]\sin\beta\cos^4\beta+a_{11}r_0^3\sin^3\beta\cos^2\beta+r_0^2(c_{11}+$$

$$+a_{12})\sin^2\beta\cos^5\beta+r_0(c_{12}+a_{22})\sin\beta\cos^8\beta+c_{22}\cos^{11}\beta\Big\};$$

$$C_{33}=\sum_{i=1}^{m}\Big[\frac{1}{2}a_0r_0\left(3\cos^2\beta+2\right)\sin^3\beta+\frac{1}{2}c_0\left(6\sin^4\beta-11\sin^2\beta+1\right)\sin^2\beta\times$$

$$\times\cos\beta+\frac{b_0\left(6\sin^2\beta+1\right)\cos^2\beta+g_0\left(9\cos^4\beta-2\cos^2\beta-3\right)}{2r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta+$$

$$+a_{11}r_0\sin^5\beta+\left(c_{11}\cos^2\beta-a_{12}\sin^2\beta\right)\sin^4\beta\cos\beta-\frac{c_{12}\cos^2\beta-a_{22}\sin^2\beta}{r_0}\times$$

$$\times\sin^5\beta\cos^2\beta+c_{22}\frac{\sin^6\beta\cos^5\beta}{r_0^2}\Bigg];$$

$$C_{12}=\sum_{i=1}^{m}\Big\{a_0r_0^2\left(1-3\sin^2\beta\right)\cos^3\beta-c_0r_0\left(5-12\sin^2\beta\right)\sin\beta\cos^4\beta+$$

$$+\left[3b_0\left(3\cos^2\beta-1\right)\cos^2\beta+g_0\left(2-3\cos^2\beta-9\cos^4\beta\right)\right]\sin^2\beta\cos^3\beta+$$

$$+a_{11}r_0^2\sin^2\beta\cos^2\beta+r_0\left[2c_{11}\cos^4\beta+a_{12}\left(1-2\sin^2\beta\cos^2\beta\right)\right]\sin\beta\times$$

$$\times\cos^2\beta+\left[c_{12}\left(1-2\sin^2\beta\cos^2\beta+2a_{22}\sin^4\beta\right)\right]\cos^5\beta+2c_{22}\frac{\sin^3\beta\cos^8\beta}{r_0}\Big\};$$

$$C_{13}=\sum_{i=1}^{m}\Big[a_0r_0\left(3\cos^2\beta-1\right)\sin\beta\cos^2\beta-4c_0\left(3\cos^2\beta-2\right)\sin^2\beta\cos^3\beta-$$

$$-\frac{b_0\left(9\sin^2\beta-2\right)\cos^2\beta-g_0\left(2+\cos^2\beta-9\cos^4\beta\right)}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta+2a_{11}r_0\times$$

$$\times\sin^3\beta\cos^2\beta+\left(2c_{11}\cos^4\beta-a_{12}\sin^2\beta\cos2\beta\right)\sin^2\beta\cos\beta-$$

$$-\frac{c_{12}\cos^2\beta\cos2\beta+2a_{22}\sin^4\beta}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta-2c_{22}\frac{\sin^6\beta\cos^5\beta}{r_0^2}\Big];$$

$$C_{23}=\sum_{i=1}^{m}\Big\{a_0r_0^2\left(3\cos^2\beta+2\right)\sin^2\beta\cos\beta+4c_0r_0\left(1-3\sin^2\beta\right)\sin\beta\cos^4\beta-$$

$$-3b_0\left(3\cos^2\beta-1\right)\cos^2\beta+g_0\left(2-3\cos^2\beta-9\cos^4\beta\right)\sin^2\beta\cos^3\beta+$$

$$+2a_{11}r_0^2\sin^4\beta\cos\beta+r_0\left(2c_{11}\cos^2\beta+a_{12}\cos2\beta\right)\sin^3\beta\cos^2\beta+$$

$$+\left(c_{12}\cos2\beta-2a_{22}\sin^2\beta\right)\sin^2\beta\cos^5\beta-2c_{22}\frac{\sin^3\beta\cos^8\beta}{r_0}\Big\}.$$

Если принять линейную зависимость силы P_t и момента L_t от деформаций пряди ε_2 и $\tilde{t}_2$, т.е. $a_{jk}=0$ и $c_{jk}=0$, то уравнения (5.29) применимы и в случае прядей с точечным контактом проволок.

Для раскрытия неопределённости системы (5.29) относительно трёх деформаций запишем выражение для контактной нагрузки на прядь из (5.3) с учетом приращения угла свивки

$$f_n=\frac{1}{r_0}\left(P_t\sin^2(\beta+\Delta\beta)-\frac{1}{2}P_b\sin2(\beta+\Delta\beta)\right), \qquad (5.30)$$

где из [6]

$$P_t = a_0\varepsilon_{s2} + c_0\tilde{t}_2; \quad P_b = \frac{1}{r_0}\left(L_t \sin^2(\beta + \Delta\beta) - \frac{1}{2}L_b \sin 2(\beta + \Delta\beta)\right);$$

$$L_t = c_0\varepsilon_{s2} + g_0\tilde{t}_2; \quad L_b = b_0\tilde{b}_2,$$

а также зависимость поперечной деформации от нагрузки

$$\varepsilon_r = -k_n f_n, \tag{5.31}$$

где k_n – опытный коэффициент.

Решая совместно уравнения (5.29) и (5.30), находим

$$\varepsilon_r = -\mu_r\left[\varepsilon + \frac{1}{d}(e\theta + d_{11}\varepsilon^2 + d_{12}\varepsilon\theta + d_{22}\theta^2 + d_{13}\varepsilon\varepsilon_r + d_{23}\theta\varepsilon_r + d_{33}\varepsilon_r^2)\right], \tag{5.32}$$

где

$$\mu_r = \frac{dk_n \cos\beta}{r_0 + gk_n \cos\beta}$$

по сути является коэффициентом поперечного сужения.

Из опытов [24] в работе [6] получено значение μ_r в более простой форме

$$\mu_r = k\frac{d}{2r_0}, \tag{5.33}$$

где k – конструктивный коэффициент, опытные значения которого приведены в работах [6, 24].

Коэффициенты в уравнении (5.32) имеют вид

$$g = a_0\frac{\sin^4\beta}{\cos\beta} \pm 2\frac{c_0}{r_0}\sin\beta\cos\beta + \frac{b_0\sin^2\beta + g_0\cos^2\beta}{r_0^2}\sin^4\beta\cos\beta;$$

$$d_{11} = -2a_0\cos^3\beta\sin^2\beta \pm 3\frac{c_0}{r_0}\cos^2\beta\sin^3\beta\cos 2\beta +$$

$$+\frac{b_0\sin^2\beta(3\cos^2\beta - \sin^2\beta) + 2g_0\cos^2\beta\cos 2\beta}{r_0^2}\sin^4\beta\cos\beta;$$

$$d_{12} = 2a_0r_0\cos^2\beta\sin\beta\cos 2\beta \pm c_0\cos^2\beta\sin^2\beta\cos 2\beta(5\cos^2\beta - \sin^2\beta) +$$

$$+\frac{b_0(3\cos^2\beta - \sin^2\beta) - 2g_0(1 + \cos^2\beta)}{r_0}\sin^3\beta\cos^2\beta\cos 2\beta;$$

$$d_{22} = 2a_0r_0^2\cos^3\beta\sin^2\beta \pm c_0r_0\cos^2\beta\sin\beta\cos 2\beta(2\cos^2\beta - \sin^2\beta) -$$

$$-[b_0\cos^2\beta(3\cos^2\beta - \sin^2\beta) - 2g_0\cos 2\beta(1 + \cos^2\beta)]\cos^3\beta\sin^2\beta;$$

$$d_{13} = 2a_0\cos\beta\sin^2\beta\cos 2\beta \pm \frac{c_0}{r_0}\sin^3\beta\cos\beta[3\cos^2\beta(2\sin^2\beta - \cos^2\beta) +$$

$$+\sin^2\beta\left(2\cos^2\beta-\sin^2\beta\right)]-$$

$$-2\frac{b_0\sin^2\beta\left(3\cos^2\beta-\sin^2\beta\right)-2g_0\cos^2\beta\cos2\beta}{r_0^2}\sin^4\beta\cos\beta;$$

$$d_{23}=4a_{.0}r_0\cos^2\beta\sin^3\beta\pm2c_0\cos\beta\sin^2\beta[\cos^2\beta\left(\cos^2\beta-2\sin^2\beta\right)+$$

$$+\sin^2\beta\left(\sin^2\beta-2\cos^2\beta\right)]-\frac{b_0\left(3\cos^2\beta-\sin^2\beta\right)-2g_0\left(1+2\cos^2\beta\right)}{r_0}\times$$

$$\times\cos^2\beta\sin^2\beta\cos2\beta;$$

$$d_{33}=2a_0\sin^4\beta\cos\beta\pm\frac{c_0}{r_0}\sin^5\beta\left(5\cos^2\beta-\sin^2\beta\right)+2\sin^4\beta\cos^2\beta\times$$

$$\times\frac{b_0\left(3\cos^2\beta-\sin^2\beta\right)-2g_0\cos2\beta}{r_0^{\,2}}.$$

Уравнения (5.29) и (5.32) образуют замкнутую систему относительно деформаций ε, ε_r и θ. Для упрощения её решения можно в (5.32) без особой погрешности пренебречь нелинейными членами по малости

$$\varepsilon_r=-\mu_r\left(\varepsilon+\frac{e}{d}\theta\right). \tag{5.35}$$

Тогда уравнения (5.29) принимают вид

$$\begin{aligned}T&=\bar{A}\varepsilon+\bar{C}\theta+\bar{A}_{11}\varepsilon^2+\bar{A}_{12}\varepsilon\theta+\bar{A}_{22}\theta^2;\\ M&=\bar{C}\varepsilon+\bar{B}\theta+\bar{C}_{11}\varepsilon^2+\bar{C}_{12}\varepsilon\theta+\bar{C}_{22}\theta^2,\end{aligned} \tag{5.36}$$

где

$$\bar{A}=\sum_1^m(a-\mu_r d);\quad \bar{B}=\sum_1^m\left(b-\mu_r\frac{e^2}{d}\right);\quad \bar{C}=\sum_1^m(c-\mu_r e);$$

$$\bar{A}_{11}=\sum_1^m(a_{11}-\mu_r\bar{a}_{13});\ \bar{A}_{12}=\sum\left[a_{12}-\mu_r\left(\bar{a}_{23}+\frac{e}{d}\bar{a}_{13}\right)\right];$$

$$\bar{C}_{11}=\sum_1^m(c_{11}-\mu_r\bar{c}_{12});\ \bar{A}_{22}=\sum_1^m\left(a_{22}-\mu_r\frac{e}{d}\bar{a}_{23}\right); \tag{5.37}$$

$$\bar{C}_{12}=\sum_1^m\left[c_{12}-\mu_r\left(c_{23}+\frac{e}{d}c_{13}\right)\right];\ \bar{C}_{22}=\sum_1^m\left(c_{22}-\mu_r\frac{e}{d}\bar{c}_{23}\right);$$

$$\bar{a}_{13}=a_{13}-\mu_r a_{33};\ \bar{a}_{23}=a_{23}-\mu_r\frac{e}{d}a_{33};\ \bar{c}_{13}=c_{13}-\mu_r c_{33};\ \bar{c}_{23}=c_{23}-\mu_r\frac{e}{d}a_{33}$$

В отличие от (5.29), уравнения (5.36) содержат только деформации ε и θ, а деформация ε_r определяется формулой (5.35). Влияние поперечного сужения в

(5.36) учитывается через коэффициенты (5.37). Уравнения (5.36) на практике более удобны, так как они содержат девять коэффициентов вместо семнадцати в (5.29).

Заметим, что для канатов с металлическими сердечниками в формулах (5.37) можно принимать $\mu_r = 0$, тогда коэффициенты жесткости упрощаются.

Исходя из уравнений (5.36), определим жесткостные параметры прямого каната:

жесткость на растяжение

$$A^* = \frac{\partial T}{\partial \varepsilon} = \overline{A} + \overline{A}_{12}\theta + 2\overline{A}_{11}\varepsilon; \qquad (5.38)$$

крутильная жесткость

$$B^* = \frac{\partial M}{\partial \theta} = \overline{B} + 2\overline{C}_{22}\theta + \overline{C}_{12}\varepsilon; \qquad (5.39)$$

коэффициент влияния

$$C^* = \frac{\partial T}{\partial \theta} = \overline{C} + 2\overline{A}_{22}\theta + \overline{A}_{12}\varepsilon \qquad (5.40)$$

или

$$C^{**} = \frac{\partial M}{\partial \varepsilon} = \overline{C} + 2\overline{C}_{11}\varepsilon + \overline{C}_{12}\theta, \qquad (5.41)$$

причем некоторые различия между C^* и C^{**} определяются погрешностями определения ε и θ.

Как видим, жесткостные параметры в нашем случае являются линейными функциями деформаций.

Частные случаи нагружения канатов. Уравнения (5.29) и (5.36) описывают состояние каната в общем случае нагружения, т.е. при любом сочетании нагрузок или деформаций ε, θ, ε_r. Однако для практики представляют большой интерес частные случаи нагружения [6], каждый из которых соответствует вполне определённым эксплуатационным условиям. Рассмотрим эти случаи с позиций нелинейной статики.

Чистое растяжение. При чистом растяжении (рис. 5.4,*а*) имеем $\theta = 0$, поэтому уравнения статики (5.36) принимают вид

$$T = \overline{A}\varepsilon + \overline{A}_{11}\varepsilon^2; \quad M = \overline{C}\varepsilon + \overline{C}_{11}\varepsilon^2 \qquad (5.42)$$

В большинстве практических случаев известна сила T, поэтому систему (5.42) приходится решать относительно ε и M. Здесь M – реактивный момент в заделках.

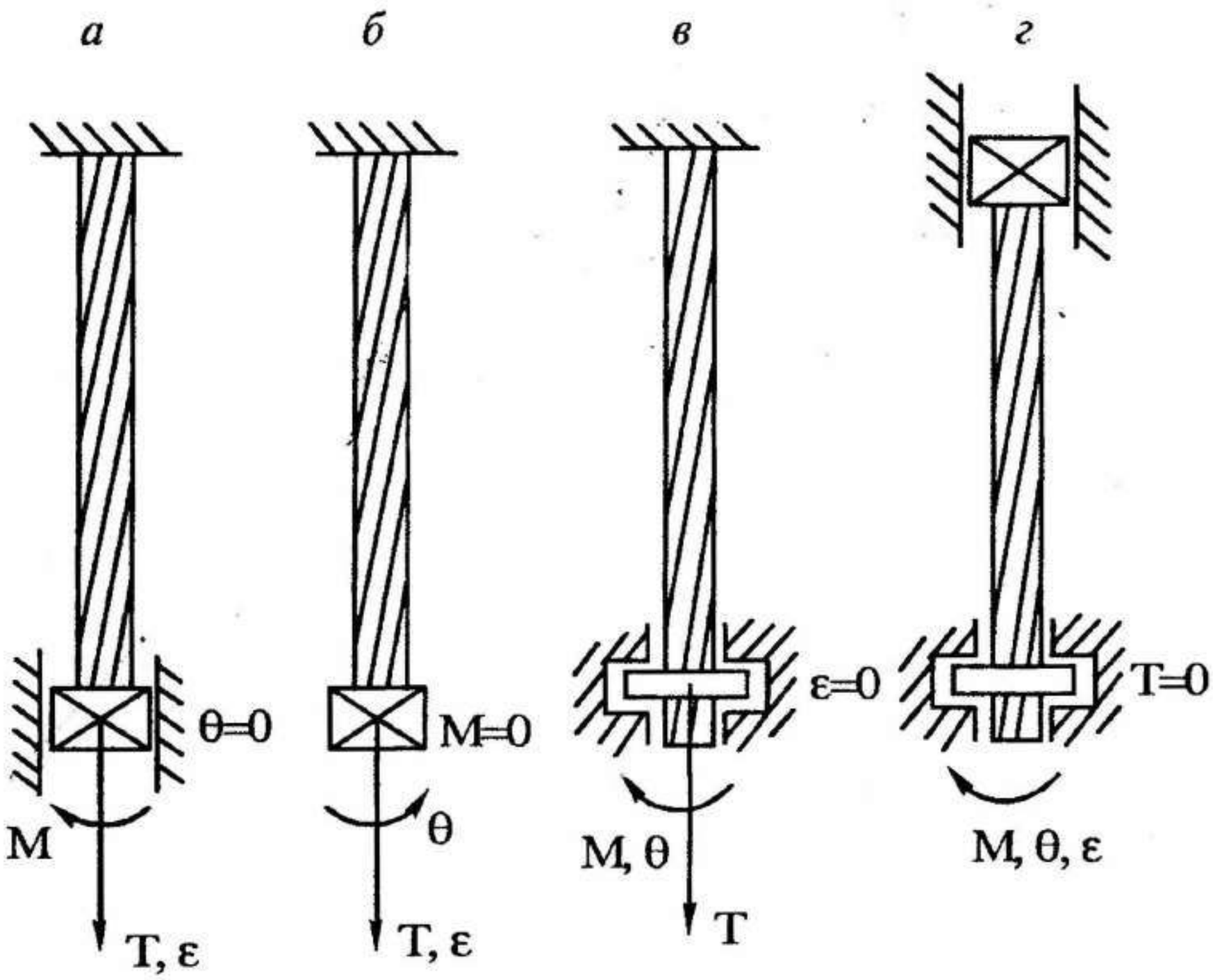


Рис. 5.4. Частные случаи нагружения каната:
а **– чистое растяжение;** ***б*** **– свободное растяжение;**
в **– чистое кручение;** ***г*** **– свободное кручение**

Из (5.38) и (5.41) имеем жесткость при чистом растяжении

$$A_1^* = \overline{A} + 2\overline{A}_{11}\varepsilon$$

и коэффициент влияния

$$C_1^{**} = \overline{C} + 2\overline{C}_{11}\varepsilon.$$

Модуль упругости каната

$$E_k = \frac{A_1^*}{F_c} = E_0\left(1 + \frac{2\overline{A}_{11}}{\overline{A}}\varepsilon\right), \qquad (5.43)$$

где $E_0 = \overline{A} / F_c$ – начальное значение модуля упругости.

Удобнее выразить модуль упругости в функции напряжения растяжения $\sigma_p = T / F_c$. Для этого из (5.42) найдем

$$\varepsilon = -\frac{\overline{A}}{2\overline{A}_{11}} + \sqrt{\frac{\overline{A}^2}{4\overline{A}_{11}^2} + \frac{F_c}{\overline{A}_{11}}\sigma_p}. \qquad (5.44)$$

Подставляя (5.44) в (5.43), получаем

$$E_k = \sqrt{E_0^2 + \frac{4\overline{A}_{11}}{F_c}\sigma_p}. \qquad (5.45)$$

Если второй член под корнем мал, то, применив известную приближенную формулу, имеем

$$E_k = E_0 + \frac{2\overline{A}_{11}}{\overline{A}}\sigma_p. \qquad (5.46)$$

Формула (5.46) по виду аналогична эмпирической формуле Б.С. Ковальского и А.И. Жирякова [36] (см. гл IV, п. 2).

Свободное растяжение. При незакрепленных от вращения концах каната (рис. 5.4, *б*) имеем $M = 0$, поэтому уравнения (5.36) принимают вид

$$\begin{aligned} T &= \overline{A}\,\varepsilon + \overline{C}\,\theta + \overline{A}_{11}\varepsilon^2 + \overline{A}_{12}\varepsilon\theta + \overline{A}_{22}\theta^2; \\ O &= \overline{C}\,\varepsilon + \overline{B}\,\theta + \overline{C}_{11}\varepsilon^2 + \overline{C}_{12}\varepsilon\theta + \overline{C}_{22}\theta^2. \end{aligned} \qquad (5.47)$$

Эта система решается относительно ε и θ.

На рис. 5.5 показано сравнение расчетных и опытных данных по свободному растяжению канатов двух конструкций [80]: 1) 6х36(1+7+7/7+14)+о.с.;*d*=18,0 мм; 2) 8х19(1+6+6/6)+6х7(1+6)+о.с.; *d*=24,0 мм.

Деформации каната ε и θ определялись из уравнения (5.29) при определённых из опыта значениях третьей деформации ε_r. Расчетные значения коэффициентов следующие:

	A, Н	B, Н·м²	C, Н·м	D, Н	E, Н·м	A_{11}, Н	A_{12}, Н·м
канат № 1..	23649600	59	32903	2201700	3088	2101700	-39218
канат № 2..	40409400	227	79851	4229700	8128	3922400	-86330

	A_{22}, Н·м²	A_{13}, Н	A_{23}, Н·м	A_{33}, Н	C_{11}, Н·м	C_{12}, Н·м²	C_{13}, Н·м	C_{22}, Н·м³	C_{23}, Н·м²	C_{33}, Н·м
Канат №1	-59	-1905200	-7481	-186100	-42154	786	1180109	1,180	38	137729
Канат №2	-192	-3456800	-17686	-484400	-93885	2437	5510192	5,510	85	429830

Как видно из графиков, приведенных на рис. 5.5, расчет по линейным уравнениям (5.7) дает удовлетворительное согласование с экспериментами при $\sigma_p < 400$ Н/м^2, а при больших нагрузках следует отдавать предпочтение более точному расчету по нелинейным уравнениям.

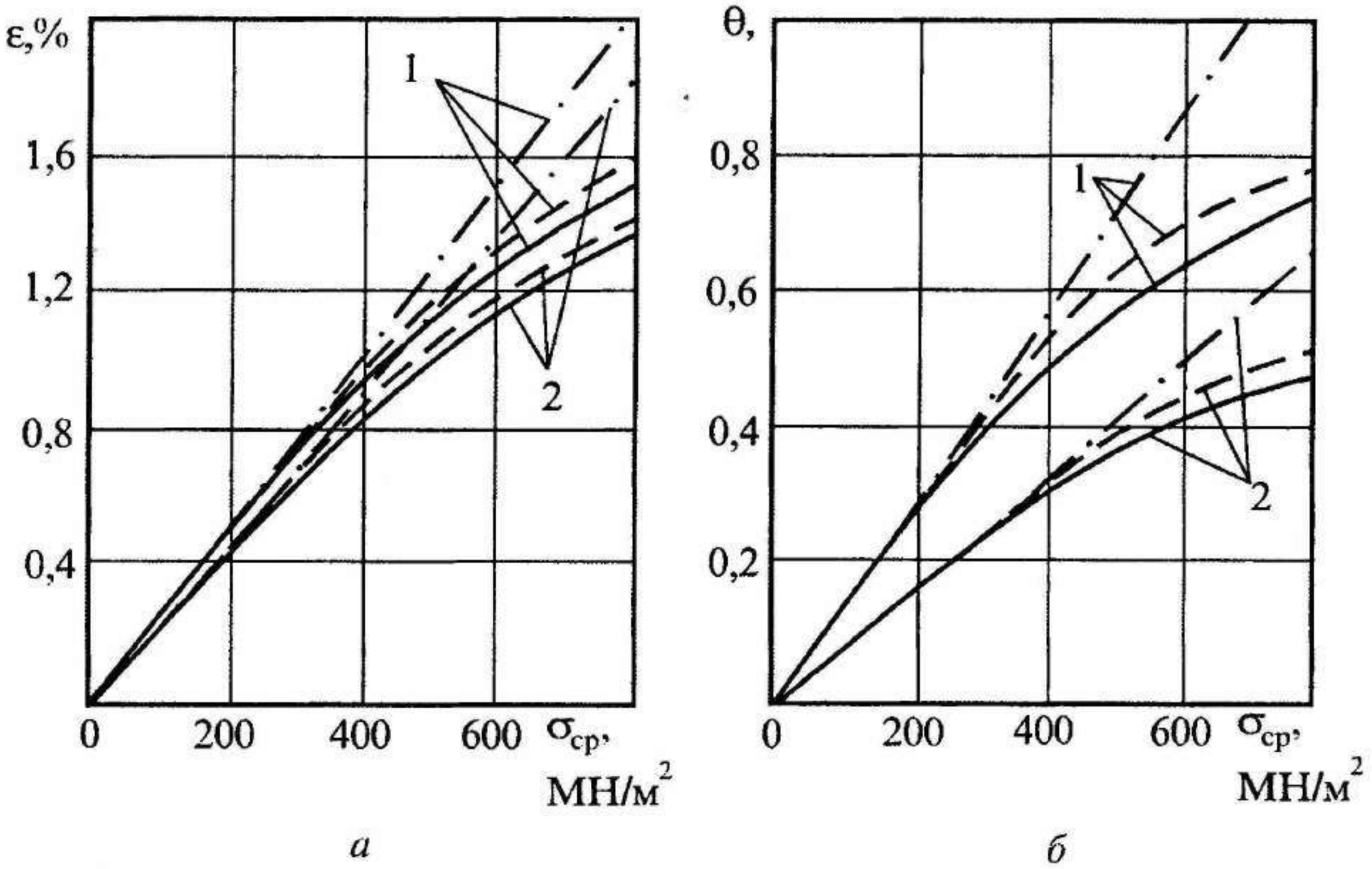


Рис. 5.5. Диаграммы растяжения (*а*) и кручения (*б*) при свободном растяжении каната № 1 и 2 [сплошная линия – опыт; штриховая – расчет по (5.47); штрих-пунктирная – расчет по (5.7)]

Случай свободного растяжения является основным для практического примѐнения нелинейной теории. Это относится, в первую очередь, к проходческим, аэростатным, якорным и некоторым крановым канатам.

Чистое кручение. При чистом кручении (рис. 5.4, *в*)концы каната закреплены от осевых перемещений $(\varepsilon = 0)$. Уравнения статики для этого случая:

$$T = \overline{C}\theta + \overline{A}_{22}\theta^2; \quad M = \overline{B}\theta + \overline{C}_{22}\theta^2. \tag{5.48}$$

Из уравнений (5.39) и (5.40) имеем крутильную жесткость и коэффициент влияния:

$$B_3^* = \overline{B} + 2\overline{C}_{22}\theta; \qquad C_3^* = \overline{C} + 2\overline{A}_{22}\theta.$$

Как видим, жесткостные параметры зависят от величины и знака деформации кручения θ. Так, при закручивании каната его жесткость увеличивается, а при раскручивании – уменьшается.

Заметим, что особенностью данной схемы нагружения является возможность получения очень большого осевого усилия T при закручивании каната относительно небольшим моментом M. По этой причине схему чистого кручения тяжело реализовать на практике, так как требуется очень большая жесткость концевых заделок для обеспечения условия $\varepsilon = 0$. Основное применение этой схемы – арматурные канаты.

Свободное кручение. Предоставив концу каната возможность свободных осевых перемещений $(T=0)$, получаем схему свободного кручения (рис. 5.4, *г*), для которой уравнения статики имеют вид

$$\left.\begin{aligned} O &= \overline{A}\varepsilon + \overline{C}\theta + \overline{A}_{11}\varepsilon^2 + \overline{A}_{12}\varepsilon\theta + \overline{A}_{22}\theta^2; \\ M &= \overline{C}\varepsilon + \overline{B}\theta + \overline{C}_{11}\varepsilon^2 + \overline{C}_{12}\varepsilon\theta + \overline{C}_{22}\theta^2. \end{aligned}\right\} \qquad (5.49)$$

При заданном крутящем моменте система (5.49) решается относительно деформаций. Анализ показывает, что крутильная жесткость каната (5.39) в данном случае меньше, чем при чистом кручении.

Кручение каната без натяжения является не характерным для работы грузонесущих канатов.

4. Нелинейная статика тяжелого каната

Для канатов большой длины, работающих в условиях вертикального подвеса (аэростатные, шахтные, геофизические и т.п.), необходимо учитывать влияние собственного веса, который сравним или даже превышает концевую нагрузку.

Запишем для этого случая уравнения (5.36) в следующем виде (здесь черточки над обозначениями коэффициентов условно опущены)

$$\begin{aligned} T(x) &= A\frac{du}{dx} + C\frac{dv}{dx} + A_{11}\left(\frac{du}{dx}\right)^2 + A_{12}\frac{du}{dx}\frac{dv}{dx} + A_{22}\left(\frac{dv}{dx}\right)^2; \\ M(x) &= C\frac{du}{dx} + B\frac{dv}{dx} + C_{12}\left(\frac{du}{dx}\right)^2 + C_{12}\frac{du}{dx}\frac{dv}{dx} + C_{22}\left(\frac{dv}{dx}\right)^2, \end{aligned} \qquad (5.50)$$

где $T(x) = Q + P(L-x)$; Q – концевая нагрузка; $P = \rho g$ – погонный вес каната; L – длина каната; x – координата, отсчитываемая от верхнего сечения.

Функции u и v будем искать в виде:

$$u = u_л + u_н; \quad v = v_л + v_н, \qquad (5.51)$$

где $u_л$, $v_л$ – линейные составляющие, определяемые решением линейных уравнений (5.7); $u_н$, $v_н$ – нелинейные составляющие перемещений.

Далее решение будем вести для конкретных случаев эксплуатации канатов, имеющих практическое значение.

Свободный подвес груза. $(M=0)$. С учетом $u_л$ и $v_л$ из работы [6] имеем

$$u = \frac{B}{\Delta}\left[Q + P\left(L - \frac{1}{2}x\right)\right]x + u_{n};$$
$$\mathrm{v} = \frac{C}{\Delta}\left[Q + P\left(L - \frac{1}{2}x\right)\right]x + \mathrm{v}_{n}. \qquad (5.52)$$

Тогда из уравнений (5.50) и (5.52), пренебрегая малыми второго порядка, имеем следующую систему

$$\left.\begin{aligned} \Delta_3 T^2(x) &= A(x)\frac{du_{n}}{dx} + C(x)\frac{d\mathrm{v}_{n}}{dx}; \\ \Delta_3' T^2(x) &= C^*(x)\frac{du_{n}}{dx} + B(x)\frac{d\mathrm{v}_{n}}{dx}, \end{aligned}\right\}, \qquad (5.53)$$

где

$$A(x) = A + \Delta_1 T(x); \qquad B(x) = B - \Delta_2' T(x);$$
$$C(x) = C - \Delta_2 T(x); \qquad C^*(x) = C + \Delta_2' T(x);$$
$$\Delta_1 = (2A_{11}B - A_{12}C)\Delta^{-1}; \quad \vdots \quad \Delta_1' = (2C_{11}B - C_{12}C)\Delta^{-1};$$
$$\Delta_2 = (2A_{22}C - A_{12}B)\Delta^{-1}; \qquad \Delta_2' = (2C_{22}C - C_{12}B)\Delta^{-1};$$
$$\Delta_3 = -0{,}5(B\Delta_1 + C\Delta_2)\Delta^{-1}; \quad \Delta_3' = -0{,}5(B\Delta_1' + C\Delta_2')\Delta^{-1}.$$

Решение системы (5.53) для нелинейных компонентов деформаций:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{n}(x) &= \frac{\Delta_3 T^2(x) - C(x)\theta_{n}(x)}{A(x)}; \\ \theta_{n}(x) &= \frac{T^2(x)\left[\Delta_3' A(x) - \Delta_3 C^*(x)\right]}{A(x)B(x) - C(x)C^*(x)}. \end{aligned}\right\}. \qquad (5.54)$$

Перемещения могут быть получены интегрированием:

$$u_{n}(x) = \int_0^x \varepsilon_{n}(x)dx; \qquad \mathrm{v}_{n}(x) = \int_0^x \theta_{n}(x). \qquad (5.55)$$

Груз в направляющих. Принимая опять $u_{л}$ и $\mathrm{v}_{л}$ из работы [6] имеем:

$$u = \frac{2\theta + pL}{2A}x + \frac{B}{2\Delta}P(L-x)x + u_n;$$
$$\mathrm{v} = -\frac{C}{2\Delta}P(L-x)x + \mathrm{v}_n. \qquad (5.56)$$

С учетом (5.56) и (5.51) из (5.50) находим

$$\overline{T}(x) = \overline{A}(x)\frac{du_n}{dx} + \overline{C}(x)\frac{d\mathrm{v}_n}{dx};$$
$$\overline{M}(x) = \overline{C}'(x)\frac{du_n}{dx} + \overline{B}(x)\frac{d\mathrm{v}_n}{dx}, \qquad (5.57)$$

где

$$\overline{T}(x) = -\left(A_{11}\overline{Q}^2 + 0{,}5\Delta_1\overline{Q}\,\overline{P}(x) + 0{,}25\Delta_3 P^{-2}(x)\right);$$
$$\overline{M}(x) = C\overline{Q} + C_{11}\overline{Q}^2 + 0{,}5\Delta_1'\overline{Q}\,\overline{P}(x) + 0{,}25\Delta_3' P^{-2}(x);$$
$$\overline{P}(x) = P(L-2x); \quad \overline{Q} = (Q + 0{,}5PL)\overline{A}^{-1};$$
$$\overline{A}(x) = A_Q + 0{,}5\Delta_1 P(x); \quad \overline{B}(x) = B_Q - 0{,}5\Delta_2'\overline{P}(x);$$
$$\overline{C}(x) = C_Q - 0{,}5\Delta_2\overline{P}(x); \quad \overline{C}(x) = C_Q' + 0{,}5\Delta_1'\overline{P}(x);$$
$$A_Q = A + 2A_{11}\overline{Q}; \quad B_Q = B + C_{12}\overline{Q};$$
$$C_Q = C + C_{12}\overline{Q}; \quad C_Q' = C + 2C_{11}\overline{Q}.$$

Решение уравнений (5.57) в деформациях

$$\varepsilon_n(x) = \frac{\overline{T}(x) - \overline{C}(x) - \theta_n(x)}{\overline{A}(x)};$$
$$\theta_n(x) = \frac{\overline{A}(x)(M - \overline{M}(x)) - \overline{T}(x)\overline{C}'(x)}{\overline{A}(x)\overline{B}(x) - \overline{C}(x)\overline{C}'(x)}. \qquad (5.58)$$

Перемещения определяются согласно (5.55).

В качестве примера на рис. 5.6 приведены результаты расчета деформаций каната 6х19+о.с. (ГОСТ 3070-66) диаметром 27 мм, $L = 6$ км, работающего в условиях свободного подвеса груза. Для сравнения на эпюрах приведены деформации, определённые по линейным и нелинейным уравнениям.

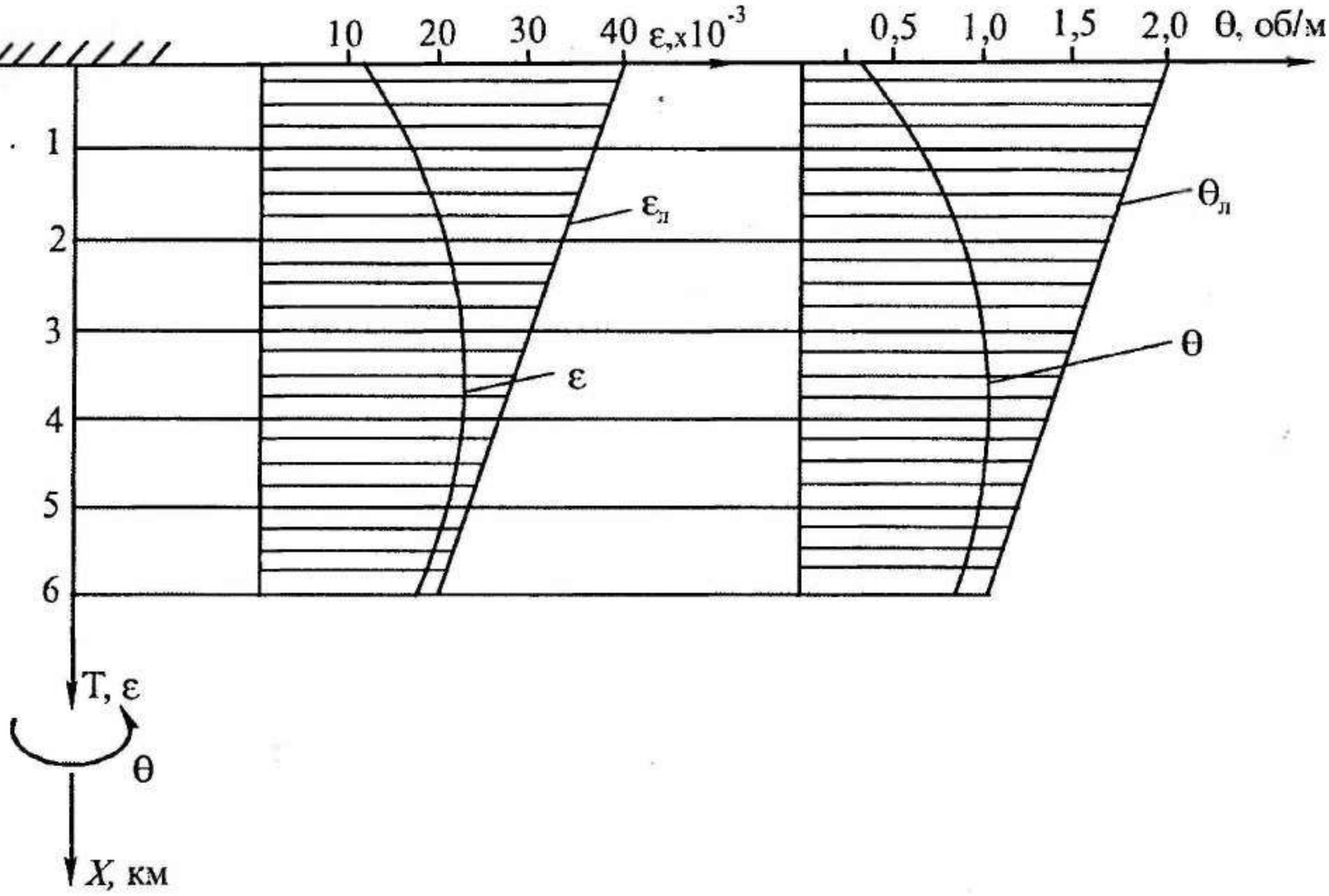


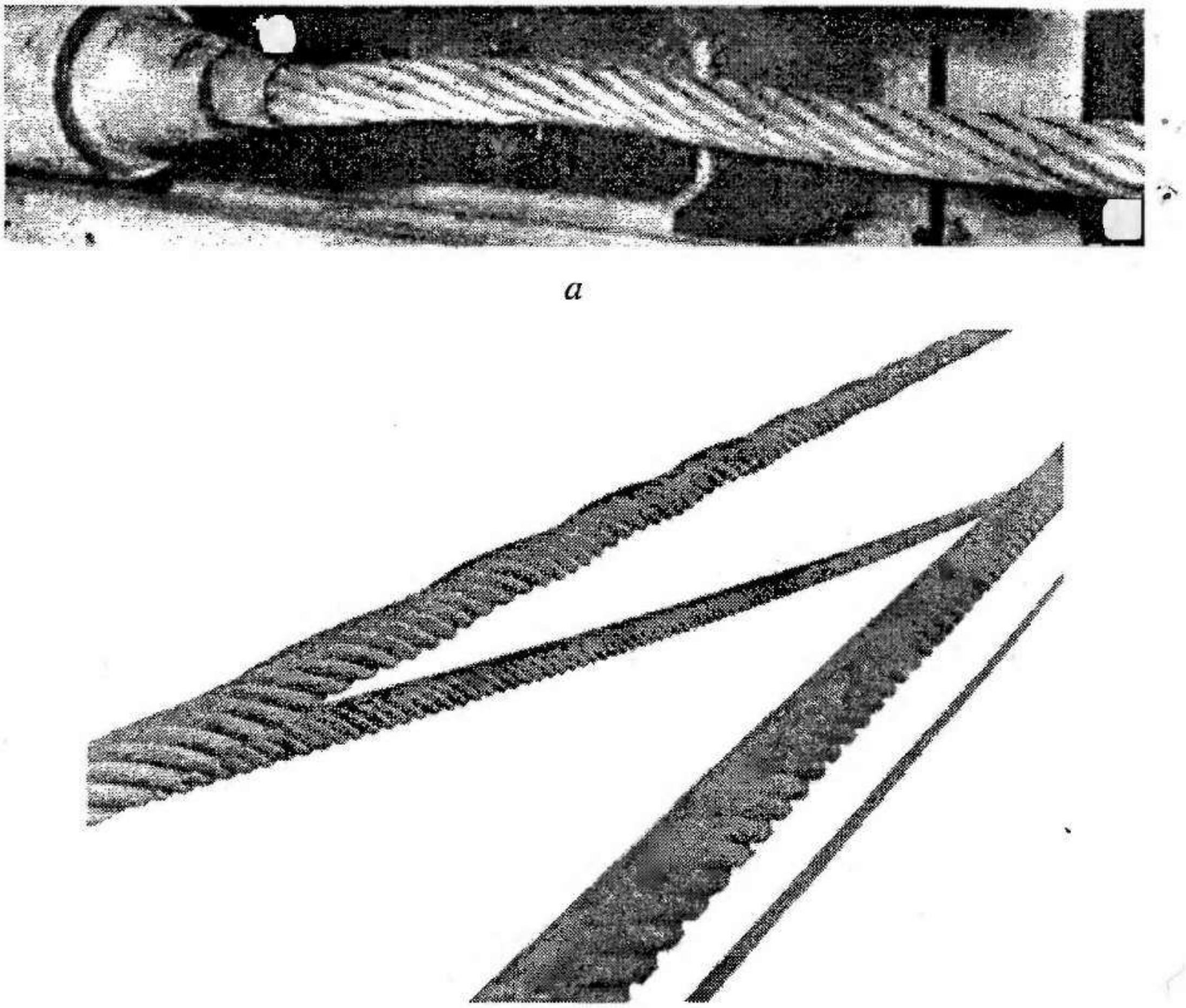
Рис. 5.6. Эпюры деформаций подъёмного каната при свободном подвесе груза

Как видно из эпюр, при свободном подвесе груза учет нелинейности дает существенное уточнение деформаций каната. Нелинейные составляющие имеют противоположный знак по отношению к линейным, а по величине составляют при $x = 0$ по деформации растяжения 70,7 %, а по деформации кручения 88,1 % от величины линейных деформаций.

5. Основы механики неидеального в геометрическом и силовом отношениях каната

До сих пор мы оставляли в силе допущение о равноправности винтовых элементов в каждом слое в геометрическом и силовом отношениях. Однако эта идеализация не всегда допустима. В реальных условиях эксплуатации канатов практически всегда имеются отклонения от идеальной структуры и равномерного распределения нагрузок между элементами слоя, которые приводят к несимметричному растяжению, сопровождающемуся винтовой деформацией каната в виде штопора.

Наиболее распространенным примером такого типа является переходной участок у блока, барабана или концевой заделки (рис. 5.7,*а*). Можно утверждать, что практически всегда у взаимодействующих с канатом деталей машин имеются переходные участки с неравномерным распределением нагрузок в слое винтовых элементов каната.



а

б

Рис. 5.7. Затухающий (*а*) и равномерный (*б*) штопоры в канатах.

Кроме того, в эксплуатации достаточно часто проявляется структурный дефект в виде волнистости каната (рис. 5.7,*б*), обусловленный технологическими причинами – неравномерным натяжением прядей при свивке каната, неудовлетворительным качеством сердечника и др. В частности, в шахтном подъеме по причине волнистости бракуется около 25 % канатов с металлическим сердечником [77].

Заметим, что в связи с несовершенством конструкции канатовьющих машин практически невозможно обеспечить равномерное натяжение элементов при свивке каната, поэтому можно считать, что предпосылки к волнистости в той или иной мере имеются во всех канатах, хотя и не всегда проявляются визуально.

На основании изложенного представляется целесообразным построение механики неидеального каната, из которой приведенные выше уравнения статики и динамики идеального каната должны следовать как частный случай.

Рассмотрим общий случай движения вертикального тяжелого каната в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 5.8 [50].

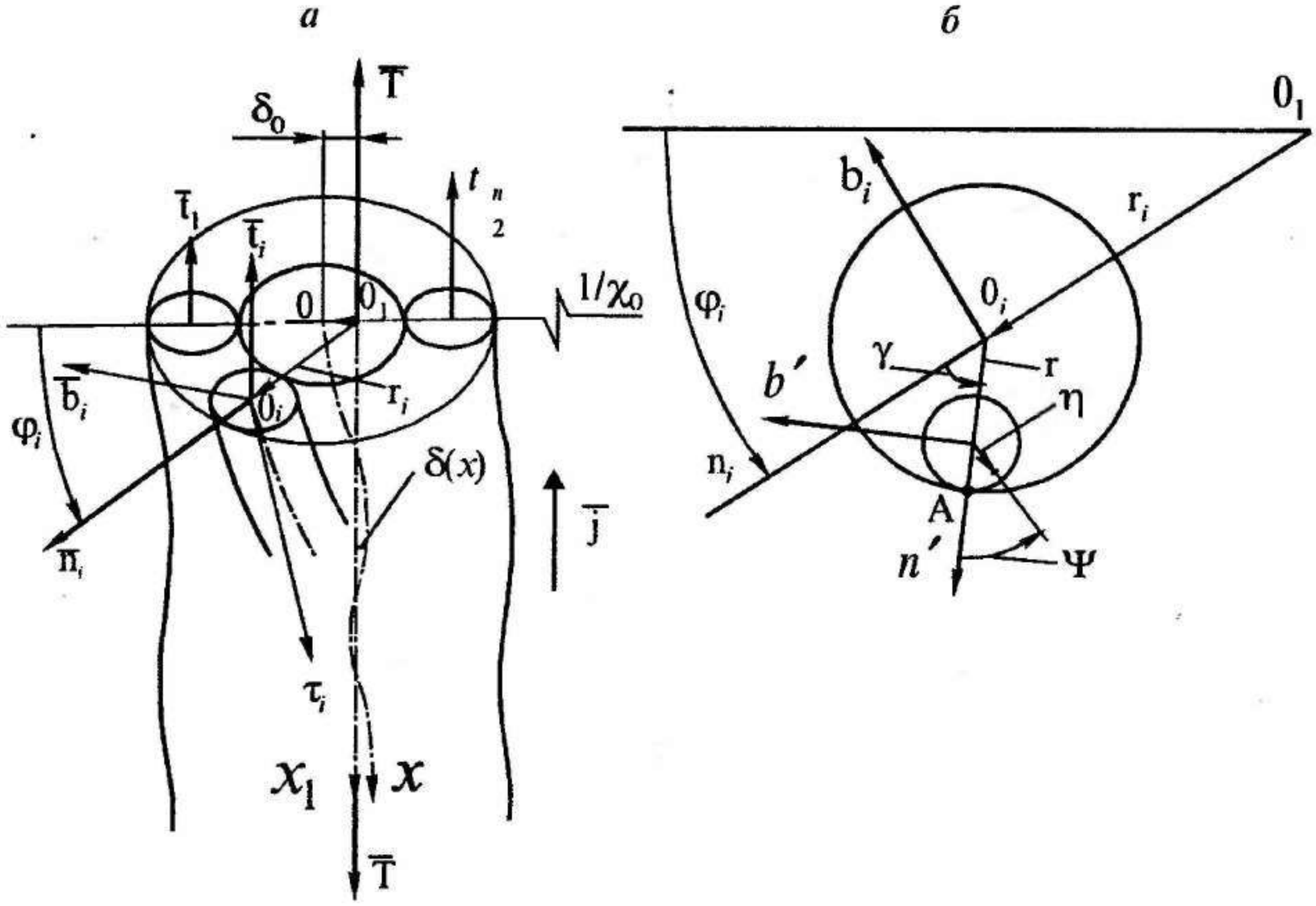


Рис. 5.8. Расчётная схема несимметричного растяжения каната (*а*) и системы координат в поперечном сечении (*б*)

Пусть в начальном сечении под действием эксплуатационных или технологических факторов канат испытывает несимметричное растяжение, главный вектор осевых сил $\bar{T}$ смещен относительно геометрической оси на величину δ_0, а геометрическая ось OX описывает вокруг упругой оси O_1X_1 винтовую линию с шагом, равным шагу свивки каната H и радиусом $\delta(x)$. Вследствие этого канат испытывает винтовой изгиб в виде штопора с определенным законом изменения кривизны $\chi(x)$ и изгибающим моментом $M_u(x)$.

Относительно упругой оси каждый винтовой элемент каната (проволока или прядь) имеет свои индивидуальные параметры свивки, которые примем в виде [45]

$$r_{0i} = r_0 + \delta\cos\varphi_i; \quad \beta_i = \beta_0 + \frac{\delta}{2r_0}\sin 2\beta_0\cos\varphi_i,$$

где r_0 и β_0 – радиус и угол свивки оси элемента на идеальном базисном цилиндре;

$$\varphi_i = \varphi_1 + (i-1)\frac{2\pi}{n}, \qquad i = 1,2,3\ldots n;$$

n – число элементов в слое.

В соответствии с работой [6] записываем индивидуальные деформации элементов

$$\omega_{ti}=\left(\frac{1}{r_{0i}}-\chi\cos\varphi_i\right)\sin\beta_i\cos\beta_i-\chi\sin 2\beta_i\cos^2\beta_i\cos\varphi_i;$$

$$\omega_{bi}=\chi\cos^2\beta_i\cos\varphi_i+\frac{1}{r_{0i}}\sin^2\beta_i-\frac{1}{2}\chi\sin^2 2\beta_i\cos\varphi_i;$$

$$\omega_{ni}=\chi\cos\beta_i\sin\varphi_i-\frac{d\beta_i}{ds};$$

$$\varepsilon_{si}=\varepsilon\cos^2\beta_i+\theta r_{0i}\sin\beta_i\cos\beta_i+\varepsilon_r\sin\beta_i-\left(\chi+\frac{d\chi}{dx}u\right)r_{0i}\cos^2\beta_i\cos\varphi_i;$$

$$\Delta\beta_i=\theta r_{0i}\cos^2\beta_i-(\varepsilon-\varepsilon_r)\sin\beta_i\cos\beta_i+\left(\chi+\frac{d\chi}{dx}u\right)r_{0i}\sin\beta_i\cos\beta_i\cos\varphi_i.$$

Приращение кривизны и кручения относительно естественных осей ищем в виде

$$\tilde{b}=\frac{\partial\omega_b}{\partial\beta}\delta\beta+\frac{\partial\omega_b}{\partial r_0}\delta r_0+\omega_b\varepsilon_s;$$

$$\tilde{t}=\frac{\partial\omega_t}{\partial\beta}\delta\beta+\frac{\partial\omega_t}{\partial r_0}\delta r_0+\omega_t\varepsilon_s;$$

$$\tilde{n}=\frac{d\Delta\beta}{ds}.$$

В результате получены следующие формулы для деформаций i – го элемента

$$\begin{aligned}\tilde{t}_i=&\theta\left[\cos^2\beta_i-\chi r_{0i}\cos^4\beta_i\cos\varphi_i-\nu r_{0i}\cos^3\beta_i\sin\beta_i\right]+\\&\varepsilon\times\left[r_{oi}^{-1}\sin^3\beta_i\cos\beta_i-\chi\sin^3\beta_i\cos\beta_i\cos\varphi_i+\nu\cos^2\beta_i\times\right.\\&\left.\times\left(1+\sin^2\beta_i\right)\right]+\varepsilon_r\left[-r_{oi}^{-1}\sin^3\beta_i\cos\beta_i-\chi\sin\beta_i\cos^3\beta_i\times\right.\\&\left.\times\cos\varphi_i-\nu\cos^2\beta_i\sin^2\beta_i\right]+\left(\chi+\frac{d\chi}{dx}u\right)\cos\varphi_i\left[-\sin^3\beta_i\times\right.\\&\left.\times\cos\beta_i+\chi r_{0i}\sin^3\beta_i\cos\beta_i\cos\varphi_i-\nu r_{0i}\cos^2\beta_i\left(1+\sin^2\beta_i\right)\right];\end{aligned}\tag{5.59}$$

$$\begin{aligned}\tilde{b}_i=&\theta\left[\left(1+\cos^2\beta_i\right)\sin\beta_i\cos\beta_i-\chi r_{0i}\cos^3\beta_i\sin\beta_i\cos\varphi_i+\right.\\&\left.+\nu r_{0i}\cos^4\beta_i\right]+\varepsilon\left[-r_{oi}^{-1}\sin^2\beta_i\cos^2\beta_i+\chi\cos^2\beta_i\left(1+\sin^2\beta_i\right)\times\right.\\&\left.\times\cos\varphi_i+\nu\sin^3\beta_i\cos\beta_i\right]+\varepsilon_r\left[r_{oi}^{-1}\sin^2\beta_i\cos^2\beta_i-\chi\cos^2\beta_i\times\right.\\&\left.\times\sin^2\beta_i\cos\varphi_i+\nu\cos^3\beta_i\sin\beta_i\right]+\left(\chi+\frac{d\chi}{dx}u\right)\cos\varphi_i\left[\cos^2\beta\times\right.\\&\left.\sin^2\beta_i-\chi r_{0i}\cos^2\beta_i\left(1+\sin^2\beta_i\right)\cos\varphi_i-\nu r_{0i}\sin^3\beta_i\cos\beta_i\right]\end{aligned}\tag{5.60}$$

$$\tilde{n}_{i.} = \frac{d\theta}{dx} r_{0i} \cos^3 \beta_i - \left(\frac{d\varepsilon}{dx} - \frac{d\varepsilon_r}{dx} \right) \sin \beta_i \cos^2 \beta_i + \left[\frac{d\chi}{dx}(1+\varepsilon) + \frac{d^2\chi}{dx^2} u \right] \times$$
$$\times r_{0i} \sin \beta_i \cos^2 \beta_i \cos \varphi_i . \qquad (5.61)$$

Здесь $\nu = -\chi \sin 2\beta_i \cos\varphi_i$

Удельные (на единицу длины) кинетическая и потенциальная энергии

$$K = \frac{1}{2}\left[\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + m_0 \left(\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial t} \right)^2 + q_k \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 + \sum_{i=1}^{m} q_{np} \left(\frac{\partial \Delta\beta_i}{\partial t} \right)^2 \frac{1}{\cos\beta_i} \right];$$

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{m} \left[a_0 \varepsilon_{si}^2 + b_0 \tilde{t}_i^{\,2} + 2c_0 \varepsilon_{si} \tilde{t}_i + g_0 \left(\tilde{b}_i^{\,2} + n_i^2 \right) \right] \frac{1}{\cos\beta_i} - \delta\rho g w +$$
$$+ \frac{d\delta}{dx} [Q + \rho g(\ell - x)] w - \rho(g \pm j) u,$$

где ρ – линейная плотность каната; j – ускорение каната; m – число всех прядей в канате; m_0 – кинетический момент инерции относительно продольной оси; q_k и q_{np} – кинетические моменты инерции каната и пряди при повороте вокруг поперечной оси

$$q_k = \sum_{1}^{m} q_{np} = \frac{1}{12} \rho \sum_{i=1}^{m} \frac{1}{\cos\beta_i};$$

w – функция, удовлетворяющая условию $\chi = \frac{dw}{dx}$

С учетом уравнений (5.59) – (5.61) имеем с точностью до малых второго порядка

$$K = 0{,}5\left[\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + m_0 \left(\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial t} \right)^2 + q_k \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 + 0{,}5\tilde{A}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} \right)^2 + \right.$$
$$0{,}5\tilde{B}\left(\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x \partial t} \right)^2 + 0{,}5\tilde{A}\left(\frac{\partial \varepsilon_r}{\partial t} \right)^2 + 0{,}5\tilde{G}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right)^2 -$$
$$- \tilde{C}\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \cdot \frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x \partial t} + \tilde{C}\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x \partial t} \cdot \frac{\partial \varepsilon_r}{\partial t} + \tilde{N}\frac{\partial^2 \varepsilon_r}{\partial x \partial t} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} - \qquad (5.62)$$
$$\left. - \tilde{A}\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \cdot \frac{\partial \varepsilon_r}{\partial t} - \tilde{L}\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} + \tilde{L}\frac{\partial \varepsilon_r}{\partial t} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right];$$

$$U=0{,}5\left[A\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+B\left(\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial x}\right)^2+M\varepsilon_r^2+G\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\right]+C\frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial x}+$$

$$+D\frac{\partial u}{\partial x}\varepsilon_r-L\frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial w}{\partial x}+E\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial x}\varepsilon_r-N\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial x}\frac{\partial w}{\partial x}-p\varepsilon_r\frac{\partial w}{\partial x}+$$

$$+\frac{1}{2}\left[A_1\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right)^2+B_1\left(\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}\right)^2+A_1\left(\frac{\partial \varepsilon_r}{\partial x}\right)^2+G_1\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right)^2\right]-$$

$$-C_1\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}+C_1\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}\frac{\partial \varepsilon_r}{\partial x}-L_1\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+N_1\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+ \tag{5.63}$$

$$+L_1\frac{\partial \varepsilon_r}{\partial x}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}-\delta\rho g w+\frac{d\delta}{dx}[Q+\rho g(\ell-x)]w-\rho(g\pm j)u.$$

Коэффициенты в (5.62) и (5.63) имеют вид

$$A=\sum_{i=1}^{m}\left[a_0\cos^3\beta+2c_0r_{0i}^{-1}\sin^3\beta_i\cos^2\beta_i+(b_0\sin^2\beta_i+g_0\cos^2\beta_i)\times\right.$$

$$\left.\times r_{0i}^{-2}\sin^4\beta_i\cos\beta_i\right];$$

$$B=\sum_{i=1}^{m}\left[a_0r_{0i}^2\sin^2\beta_i\cos\beta_i+b_0\cos^7\beta_i+g_0\left(1+\cos^2\beta_i\right)\sin^2\beta_i\cos\beta_i+\right.$$

$$\left.+2c_0r_{0i}\cos^4\beta_i\sin\beta_i\right];$$

$$C=\sum_{i=1}^{m}\left[a_0r_{0i}\cos^2\beta_i\sin\beta_i+c_0\left(1+tg^4\beta_i\right)\cos^5\beta_i+\left(b_0\cos^2\beta_i-\right.\right.$$

$$\left.\left.-g_0\left(1+\cos^2\beta_i\right)\right)r_{0i}^{-1}\sin^3\beta_i\cos^2\beta_i\right];$$

$$D=\sum_{i=1}^{m}\left[a_0\sin^2\beta_i\cos\beta_i-c_0r_{0i}^{-1}\cos2\beta_i\sin^3\beta_i-\left(b_0\sin^2\beta_i+g_0\cos^2\beta_i\right)\times\right.$$

$$\left.\times r_{0i}^{-2}\sin^4\beta_i\cos\beta_i\right];$$

$$E=\sum_{i=1}^{m}\left[a_0r_{0i}\sin^3\beta_i+c_0\cos2\beta_i\sin^2\beta_i\cos\beta_i-\left(b_0\cos^2\beta_i-g_0\times\right.\right.$$

$$\left.\left.\times\left(1+\cos^2\beta_i\right)\right)r_{0i}^{-1}\sin^3\beta_i\cos^2\beta_i\right];$$

$$M=\sum_{i=1}^{m}\Big[a_0\frac{\sin^4\beta_i}{\cos\beta_i}-2c_0r_{0i}^{-1}\sin^5\beta_i+\left(b_0\sin^2\beta_i+g_0\cos^2\beta_i\right)\times$$

$$\times r_{0i}^{-2}\sin^4\beta_i\cos\beta_i\Big];$$

$$P=\sum_{i=1}^{m}\cos\varphi_i\Big[a_0r_{0i}\cos\beta_i\sin^2\beta_i-b_0r_{0i}^{-1}\sin^6\beta_i\cos\beta_i-$$

$$-c_0\cos2\beta_i\sin^3\beta_i-g_0r_{0i}^{-1}\cos^3\beta_i\sin^4\beta_i\Big];$$

$$L=\sum_{i=1}^{m}\cos\varphi_i\Big[a_0r_{0i}\cos^3\beta_i+2c_0\sin^3\beta_i\cos^2\beta_i+\left(b_0\sin^2\beta_i+g_0\cos^2\beta_i\right)\times$$

$$r_{0i}^{-1}\sin^4\beta_i\cos\beta_i\Big];$$

$$N=\sum_{i=1}^{m}\cos\varphi_i\Big[a_0r_{0i}^2\cos^2\beta_i\sin\beta_i+b_0\sin^3\beta_i\cos^4\beta_i+c_0r_{0i}\times$$

$$\times\left(\sin^4\beta_i\cos\beta_i+\cos^5\beta_i\right)-g_0\sin^3\beta_i\cos^2\beta_i\left(1+\cos^2\beta_i\right)\Big];$$

$$G=\sum_{i=1}^{m}\cos^2\varphi_i\Big[a_0r_{0i}^2\cos^3\beta_i+2c_0r_{0i}\sin^3\beta_i\cos^2\beta_i+$$

$$+\left(b_0\sin^2\beta_i+g_0\cos^2\beta_i\right)\sin^4\beta_i\cos\beta_i\Big];$$

$$A_1=\sum_{i=1}^{m}g_0\sin^2\beta_i\cos^3\beta_i;\quad B_1=\sum_{i=1}^{m}g_0r_{0i}^2\cos^5\beta_i;$$

$$C_1=\sum_{i=1}^{m}g_0r_{0i}\sin\beta_i\cos^4\beta_i;\quad N_1=\sum_{i=1}^{m}g_0r_{0i}^2\sin\beta_i\cos^4\beta_i\cos\varphi_i;$$

$$L_1=\sum_{i=1}^{m}g_0r_{0i}\sin^2\beta_i\cos^3\beta_i\cos\varphi_i;\quad G_1=\sum_{i=1}^{m}g_0r_{0i}^2\sin^2\beta_i\cos^3\beta_i\cos^2\varphi_i;$$

$$\tilde{A}=\frac{1}{6}\rho\sum_{i=1}^{m}\sin^2\beta_i\cos^3\beta_i;\quad \tilde{B}=\frac{1}{6}\rho\sum_{i=1}^{m}{}_i\cos^2\beta_i;$$

$$\tilde{C}=\frac{1}{6}\rho\sum_{i=1}^{m}r_{0i}\sin\beta_i\cos\beta_i;\quad \tilde{N}=\frac{1}{6}\rho\sum_{i=1}^{m}r_{0i}^2\sin\beta_i\cos\beta_i\cos\varphi_i;$$

$$\tilde{L}=\frac{1}{6}\rho\sum_{i=1}^{m}r_{0i}\sin^2\beta_i\cos\varphi_i;\quad \tilde{G}=\frac{1}{6}\rho\sum_{i=1}^{m}r_{0i}^2\sin^2\beta_i\cos^2\varphi_i.$$

В целях упрощения примем $\varepsilon_r=0$, что вполне допустимо для канатов с металлическим сердечником, а также для достаточно обтянутых канатов с органическим сердечником.

Используя уравнения (5.62) и (5.63), получим дифференциальные уравнения движения каната при помощи вариационного принципа Остроградского-Гамильтона.

Для этого рассмотрим двойной интеграл

$$I=\int_{t_0}^{t_1}\int_{0}^{\ell} F(u,u_t,u_x,u_{xx},u_{xt},\mathrm{v},\mathrm{v}_t,\mathrm{v}_x,\mathrm{v}_{xx},\mathrm{v}_{xt}w,w_t,w_x,w_{xx},w_{xt})dxdt, \qquad (5.64)$$

где $F=K-U$; t_0 и t_1 – границы интервала времени; индексы при функциях означают соответствующие частные производные.

Будем разыскивать функции $u(x,t)$, $\mathrm{v}(x,t)$, $w(x,t)$ непрерывные со своими производными в областях $t_0 \le t \le t_1$, $0 \le x \le \ell$, удовлетворяющие соответствующим граничным и начальным условиям и обеспечивающие экстремум функционала (5.64). Эти функции должны удовлетворять уравнениям Остроградского

$$F_u-\frac{\partial}{\partial x}F_{u_x}-\frac{\partial}{\partial t}F_{u_t}+\frac{\partial^2}{\partial x^2}F_{u_{xx}}+2\frac{\partial^2}{\partial x\partial t}F_{u_{xx}}=0;$$

$$F_{\mathrm{v}}-\frac{\partial}{\partial x}F_{\mathrm{v}_x}-\frac{\partial}{\partial t}F_{\mathrm{v}_t}+\frac{\partial^2}{\partial x^2}F_{\mathrm{v}_{xx}}+2\frac{\partial^2}{\partial x\partial t}F_{\mathrm{v}_{xt}}=0;$$

$$F_w-\frac{\partial}{\partial t}F_{w_x}-\frac{\partial}{\partial t}F_{w_t}+\frac{\partial^2}{\partial x^2}F_{w_{xx}}+2\frac{\partial^2}{\partial x\partial t}F_{w_{xt}}=0,$$

которые приводят к искомой системе дифференциальных уравнений движения каната

$$\begin{aligned}
&\rho\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}-\tilde{A}\frac{\partial^4 u}{\partial x^2\partial t^2}+\tilde{C}\frac{\partial^4 \mathrm{v}}{\partial x^2\partial t^2}+\tilde{L}\frac{\partial^4 w}{\partial x^2\partial t^2}=A\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+C\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}-L\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}-\\
&-A_1\frac{\partial^4 u}{\partial x^4}+C_1\frac{\partial^4 \mathrm{v}}{\partial x^4}+L_1\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}+\rho g;\\
&m_0\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial t^2}+\tilde{C}\frac{\partial^4 u}{\partial x^2\partial t^2}-\tilde{B}\frac{\partial^4 \mathrm{v}}{\partial x^2\partial t^2}-\tilde{N}\frac{\partial^4 w}{\partial x^2\partial t^2}=C\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+B\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}-N\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\\
&+C_1\frac{\partial^4 u}{\partial x^4}-B_1\frac{\partial^4 \mathrm{v}}{\partial x^4}-N_1\frac{\partial^4 w}{\partial x^4};\\
&q_k\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}+\tilde{L}\frac{\partial^4 u}{\partial x^2\partial t^2}-\tilde{N}\frac{\partial^4 \mathrm{v}}{\partial x^2\partial t^2}-\tilde{G}\frac{\partial^4 w}{\partial x^2\partial t^2}=-L\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}-N\frac{\partial^2 \mathrm{v}}{\partial x^2}+G\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\\
&+L_1\frac{\partial^4 u}{\partial x^4}-N_1\frac{\partial^4 \mathrm{v}}{\partial x^4}-G\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}+\delta\rho g-\frac{d\delta}{dx}[Q+\rho g(\ell-x)].
\end{aligned} \qquad (5.65)$$

Закон изменения радиуса штопора примем по [45]

$$\delta(x)=\delta_0 e^{-qx}; \tag{5.66}$$

где параметр q, характеризующий интенсивность затухания штопора, зависит от жесткостных параметров каната и нагрузки.

Заметим, что (5.66) позволяет решать задачу и с равномерным технологическим штопором, принимая $q=0,\quad \delta(x)=\delta_0=const$.

Интегрируя (5.65) для случая равновесия каната с учетом граничных условий $T(\ell)=Q;\quad M_u(\ell)=\delta(\ell)Q$, имеем уравнения статики

$$\begin{gathered}
A\varepsilon+C\theta-L\chi-A_1\frac{d^2\varepsilon}{dx^2}+C_1\frac{\partial^2\theta}{dx^2}+L_1\frac{d^2\chi}{dx^2}=T(x)=Q+\rho g(\ell-x);\\
C\varepsilon+B\theta-N\chi+C_1\frac{d^2\varepsilon}{dx^2}-B_1\frac{d^2\theta}{dx^2}+N_1\frac{d^2\chi}{dx^2}=M;\\
-L\varepsilon-N\theta+G\chi+L_1\frac{d^2\varepsilon}{dx^2}-N_1\frac{d^2\theta}{dx^2}-G_1\frac{d^2\chi}{dx^2}=\\
=M_u(x)=\delta_0 e^{-qx}[Q+\rho g(\ell-x)].
\end{gathered} \tag{5.67}$$

Пренебрегая по малости вторыми производными и членами $e^{-q\ell}$, решаем (5.67) относительно деформаций каната.

В результате имеем для случая нагружения грузом в направляющих

$$\varepsilon=\frac{du}{dx}=\frac{G(2Q+\rho g\ell)}{2(AG-L^2)}+\frac{BG-N^2}{2\Delta}\rho g(\ell-2x)+\frac{BL-CN}{\Delta}\delta_0 e^{-qx}\times$$

$$\times[Q+\rho g(\ell-x)]-\frac{AN^2L-GNL^2-ANCG-C^2GL}{\Delta(AG-L^2)}\delta_0\nabla; \tag{5.68}$$

$$\theta=\frac{dv}{dx}=\frac{(NL-CG)}{2\Delta}\rho g(\ell-2x)+\frac{AN-CL}{\Delta}\delta_0\left\{e^{-qx}[Q+\rho g(\ell-x)]-\nabla\right\}; \tag{5.69}$$

$$\chi=\frac{dw}{dx}=\frac{L(2Q+\rho g\ell)}{2(AG-L^2)}+\frac{BL-CN}{2\Delta}\rho g(\ell-2x)+$$

$$+\frac{AB-C^2}{\Delta}\delta_0 e^{-qx}[Q+\rho g(\ell-x)]-\frac{A^2N^2-2ACNL+C^2L^2}{\Delta(AG-L^2)}\delta_0\nabla. \tag{5.70}$$

Для случая свободного подвеса груза

$$\varepsilon=\frac{1}{\Delta}\left[BG-N^2+(BL-CN)\delta_0 e^{-qx}\right][Q+\rho g(\ell-x)]; \tag{5.71}$$

$$\theta = \frac{1}{\Delta}\left[NL - CG + (AN - CL)\delta_0 e^{-qx}\right]\left[Q + \rho g(\ell - x)\right]; \qquad (5.72)$$

$$\chi = \frac{1}{\Delta}\left[BL - CN + \left(AB - C^2\right)\delta_0 e^{-qx}\right]\left[Q + \rho g(\ell - x)\right]. \qquad (5.73)$$

В уравнениях (5.68) – (5.73) обозначено

$$\Delta = ABG + 2CGNL - BL^2 - C^2G - AN^2;$$

$$\nabla = \frac{Q}{ql} + \frac{\rho g}{q} - \frac{\rho g}{q^2 \ell}.$$

В качестве примера на рис. 5.9 показан характер эпюр деформации ε и θ для случая затухающего по закону (5.66) штопора, что имеет непосредственное приложение к переходному участку у органа навивки или концевой заделки. В отличие от известного решения [6] (показано штрихами), в данном случае имеется нелинейность эпюр в области штопора, что приводит к изменению его напряженного состояния по сравнению с идеально прямым канатом.

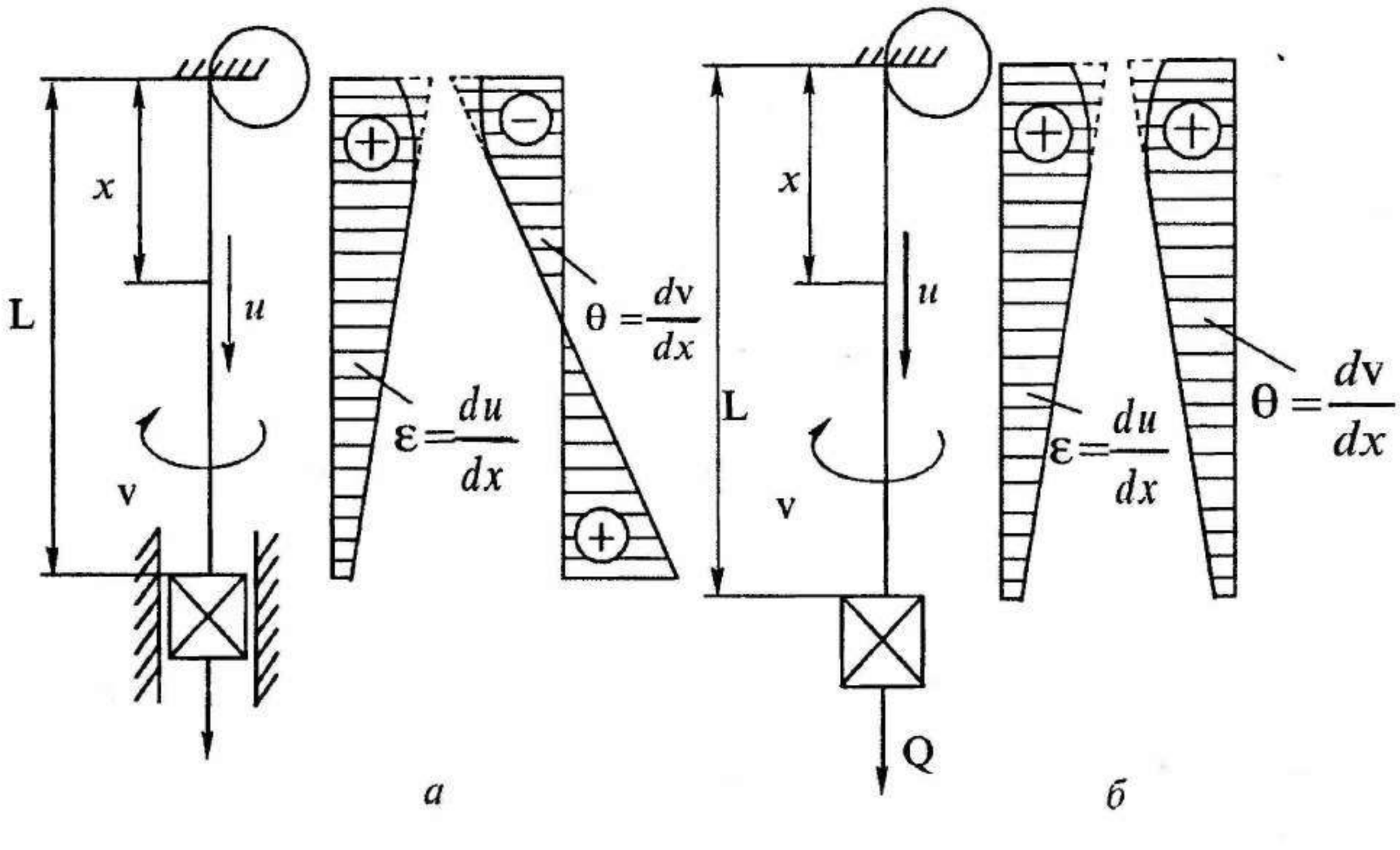


Рис. 5.9. Эпюры деформаций подъёмного каната:
а – груз в направляющих; *б* – свободный подвес груза

Для практики имеет большое значение случай равномерного технологического штопора (волнистости), когда $\delta(x) = \delta_0 = const$. Для этого случая аналогично (5.68) – (5.73) имеем

при растяжении грузом в направляющих

$$\varepsilon = \frac{1}{2\Delta}\left[BG - N^2 + (BL - CN)\delta_0\right]\rho g(\ell - x)x + \frac{(2Q + \rho g\ell)(G + \delta_0 L)}{2(AG - L^2)};$$

$$\theta = \frac{1}{2\Delta}\left[NL - CG + (AN - CL)\delta_0\right]\rho g(\ell - 2x);$$

$$\chi = \frac{1}{2\Delta}\left[BL - CN + (AB - C^2)\delta_0\right]\rho g(\ell - 2x) + \frac{(2Q + \rho g\ell)(L + \delta_0 A)}{2(AG - L^2)}, \qquad (5.74)$$

при свободном подвесе груза

$$\varepsilon = \frac{1}{\Delta}\left[BG - N^2 + (BL - CN)\delta_0\right][Q + \rho g(\ell - x)];$$

$$\theta = \frac{1}{\Delta}\left[NL - CG + (AN - CL)\delta_0\right][Q + \rho g(\ell - x)]; \qquad (5.75)$$

$$\chi = \frac{1}{\Delta}\left[BL - CN + (AB - C^2)\delta_0\right][Q + \rho g(\ell - x)].$$

При необходимости из уравнений (5.68)–(5.75) путём интегрирования могут быть получены соответствующие перемещения.

Отметим также, что из уравнений (5.65) и (5.67) при $\delta(x) = 0$ следуют уравнения статики и динамики идеального в геометрическом и силовом отношениях каната (5.7) и (5.19).

6. Расчет напряжений в проволоках

Определив деформации каната из полученных выше обобщенных уравнений упругости, переходим к напряжениям по известной методике [16]. Для этого примем полярные координаты в соответствии с рис. 5.8, *б*: r_{0i} и φ_i – координаты пряди в сечении каната; r и γ – координаты проволоки в сечении пряди; η и ψ – координаты волокна в сечении проволоки.

В результате получены для каната двойной свивки:
нормальные напряжения от растяжения

$$\sigma_p = E\cos\alpha\cos\beta_i\left[\varepsilon\left(\cos\alpha\cos\beta_i + \frac{r}{r_{0i}}\sin\alpha\sin^3\beta_i\right) + \right.$$
$$+\theta\left(r_{0i}\cos\alpha\sin\beta_i + r\sin\alpha\cos^3\beta_i\right) - \chi\cos\varphi_i\left(r_{0i}\cos\alpha\cos\beta_i + \right. \qquad (5.76)$$
$$\left.\left. + r\sin\alpha\sin^3\beta_i\right)\right];$$

изгибные напряжения

$$\sigma_u = E\frac{\eta}{2}\Bigg\{\varepsilon\Bigg[\left(1+\cos^2\alpha\right)\sin 2\alpha\frac{\sin^3\beta_i\cos\beta_i}{r_{0i}}\cos\psi-\left(1+\sin^2\alpha\right)\cos\alpha\times$$

$$\times\frac{\sin^2 2\beta_i}{2r_{0i}}\sin\gamma\sin\psi-\frac{\sin^2 2\alpha}{2r}\cos^2\beta_i\cos\psi-\cos 2\alpha\cos^2\alpha\frac{\sin^2 2\beta_i}{2r_{0i}}\times$$

$$\times\cos\psi\cos\varphi\Bigg]+\theta\Bigg[\left(1+\cos^2\alpha\right)\sin 2\alpha\cos^4\beta_i\cos\psi-\frac{\sin^2 2\alpha}{4r}r_{0i}\sin 2\beta_i\times$$

$$\times\cos\psi+\cos 2\alpha\cos^2\alpha\left(1+\cos^2\beta_i\right)\sin 2\beta_i\cos\gamma\cos\psi+\left(1+\sin^2\alpha\right)\cos\alpha\times$$

$$+\left(1+\cos^2\beta_i\right)\sin 2\beta_i\sin\gamma\sin\psi-\chi\cos\varphi_i\Big[\left(1+\cos^2\alpha\right)\sin 2\alpha\sin^3\beta_i\times \qquad (5.77)$$

$$\times\cos\beta_i\cos\psi-\frac{\sin^2 2\alpha}{2r}r_{0i}\cos^2\beta_i\cos\psi-\frac{1}{2}\cos 2\alpha\cos^2\alpha\sin^2 2\beta_i\times$$

$$\times\cos\gamma\cos\psi-\frac{1}{2}\left(1+\sin^2\alpha\right)\cos\alpha\sin^2 2\beta_i\sin\gamma\sin\psi\Big]\Bigg\};$$

касательные напряжения

$$\tau = G\eta\cos\alpha\cos\beta_i\Bigg[\varepsilon\left(\frac{1}{r_{0i}}\cos^3\alpha\sin^3\beta_i+\frac{1}{r}\sin^3\alpha\cos\beta_i\right)+$$

$$+\theta\left(\cos^3\alpha\cos^3\beta_i+\frac{r_{0i}}{r}\sin^3\alpha\sin\beta_i\right)-\chi\cos\varphi_i\left(\cos^3\alpha\sin^3\beta_i+\right. \qquad (5.78)$$

$$\left.+\frac{r_{0i}}{r}\sin^3\alpha\cos\beta_i\right)\Bigg].$$

Формулы для спиральных канатов следуют из уравнений (5.76) -- (5.78) при $\alpha=0$ и $\gamma=0$. При этом r_{0i} и β_i – принимают смысл радиуса и угла свивки проволоки.

Если принять кривизну оси каната $\chi=0$, то из уравнений (5.76) – (5.78) имеем, как частный случай, известные формулы [16] для идеально прямого каната.

Нормальные напряжения $\sigma=\sigma_p+\sigma_u$, а эквивалентные напряжения определяем по третьей теории прочности $\sigma_э=\sqrt{\sigma^2+4\tau^2}$, причем максимальное значение имеем в канате двойной свивки в точке с координатами $\varphi_i=\pi;\ \gamma=\pi,\ \psi=0,\ \eta=\delta/2,$ где δ – диаметр проволоки (точка А на рис. 5.8, *б*).

Отметим особо, что формулы для напряжений (5.76) – (5.78) имеют наиболее общий характер, так как они не зависят от методики определения деформаций каната, которые могут быть определены из линейных уравне-

ний (5.7), нелинейных (5.29) или (5.50), а также для неидеального каната из (5.67). Кроме того, деформации каната в отдельных случаях могут быть замерены инструментально, например, параметры штопора или волнистости каната, находящегося в эксплуатации.

Таким образом, задача уточненного прочностного расчета каната решена до конца.

В работе [43] приведен расчет напряжений при свободном растяжении каната (ГОСТ 3070-66) диаметром 27,0 мм при запасе прочности $z_p = 2...4$, из которого следует, что максимальные нормальные напряжения в опасных точках наружных проволок превышают напряжения растяжения в 1,4 – 1,6 раза.

Проверка полученных формул проводилась путём сопоставления с опытами [97], в которых электротензометрическим способом определялись нормальные напряжения в крайнем волокне наружной проволоки в канатах разных конструкций при чистом и свободном растяжении.

Расчеты проводились по формулам (5.76) и (5.75) при $\chi = 0$, причем деформации канатов ε и θ определялись из нелинейных уравнений упругости (5.36). Результаты расчетов и экспериментов приведены на рис. 5.10 в виде кривых зависимости нормальных напряжений от средних напряжений растяжений.

Анализ графиков позволяет сделать следующие выводы:

1. Формулы (5.76) и (5.77) дают хорошее согласование с экспериментом, максимальное расхождение не превышает 15%.

2. Напряжения в проволоках зависят от конструкции каната, степени его уравновешенности и схемы нагружения. Только полностью некрутящийся канат (образец 4) практически нечувствителен к схеме нагружения. В остальных канатах напряженное состояние проволок при чистом и свободном растяжении резко отличается. Так, в спиральных канатах напряжения в крайнем волокне при чистом растяжении практически равны средним напряжениям растяжения (см. рис. 5.10, *а*), а при свободном растяжении они резко уменьшаются и даже принимают отрицательные значения вследствие раскручивания каната (рис. 5.10, *б*).

3. Особенно показательно влияние схемы нагружения на канаты крестовой (образцы 6 и 7) и односторонней (образцы 5 и 8) свивки – в канатах крестовой свивки при свободном растяжении напряжения в крайних волокнах остаются положительными, а в канатах односторонней свивки они принимают отрицательные значения, т.е. наружные волокна испытывают сжатие. Ясно, что в последнем случае имеет место резко неблагоприятное перераспределение напряжений в других точках сечения.

4. Резкое отличие действительных нормальных напряжений от средних свидетельствует о небходимости проверочного прочностного обследования по формулам (5.76) – (5.78) всего сечения каната во всех случаях, когда он предназначен для работы с низким запасом прочности, особенно, при свободном растяжении. В первую очередь это относится к канатам

ответственного назначения, шахтным проходческим, аэростатным и другим канатам спецтехники.

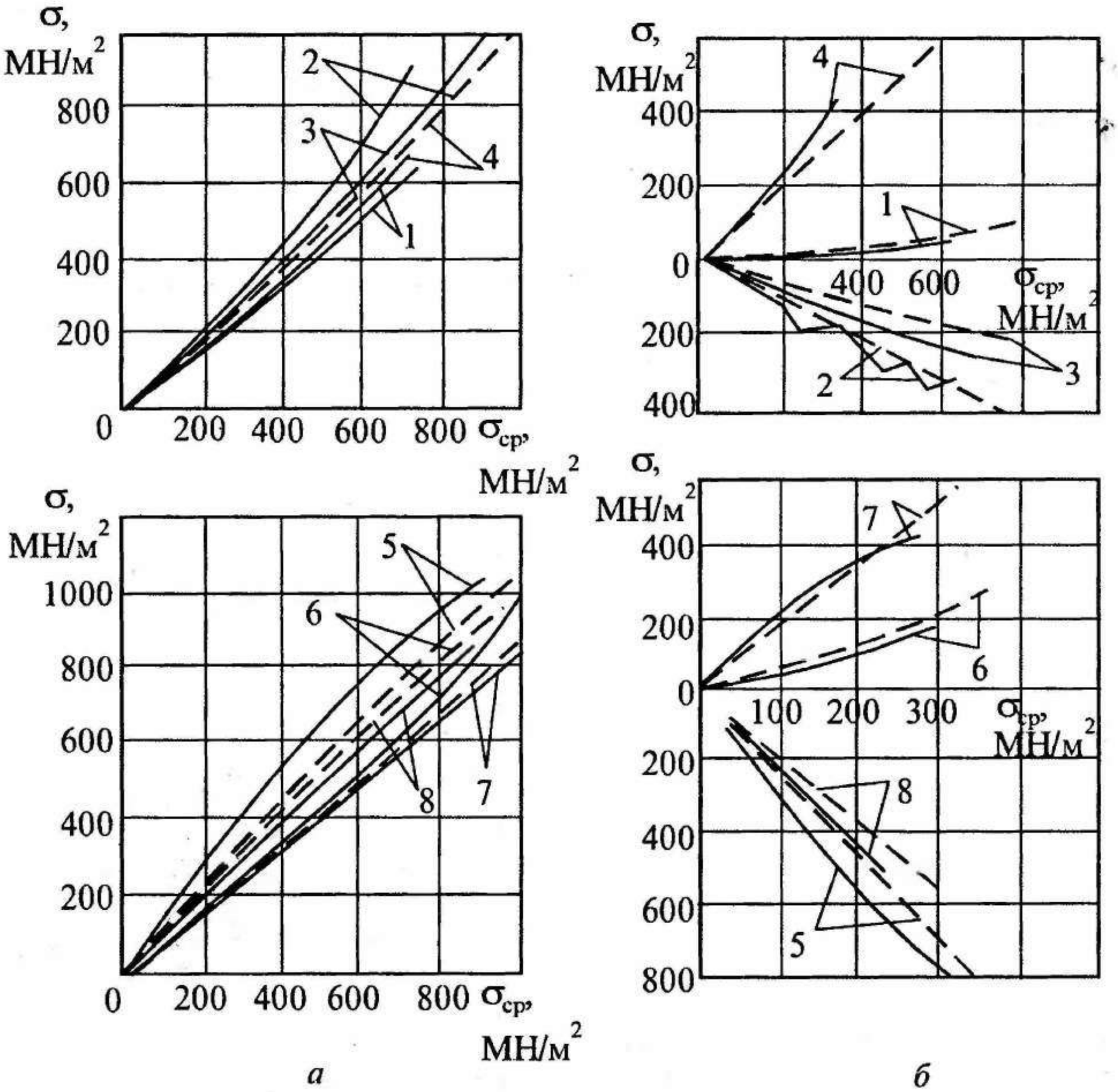


Рис. 5.10. Графики напряжений в крайнем волокне наружной проволоки при чистом (*а*) и свободном (*б*) растяжении (сплошная линия – опыт, штриховая – расчёт) в канатах конструкций:
1 – 1+6; 2 – 1+6+12; 3 – 1-6+12+18; 4 – 1+6+12-24; 5 – 6x7(1+6)+o.c.; 6 – 6x7(1+6)0+o.c.; 7 – 8x37(1+6+12+18)+o.c.; 8 – 6x7(1+6)0+1x7(1+6)

Рассмотрим теперь два примера расчета канатов с учетом штопора[1].

Пример 1. Он относится к затухающему штопору на переходном участке. Исходные данные: канат конструкции 8x36(1+7+7/7+14)+6x19(1+6+6/6)+o.c., диаметр 36,5 мм, свивка крестовая, натяжение $T = 255$ кН, радиус изгиба на ролике 100 мм.

По методике, приведенной в [45], для этих условий определены $q = 8$ и $\delta_0 = 0{,}5$ мм. Далее закон затухания штопора принят по (5.66), деформации каната определялись по формулам (5.68)–(5.73), а напряжения по (5.76)–(5.78) для

[1] расчеты выполнил к.т.н. А.А. П р и г о д а

случаев чистого и свободного растяжения. Результаты расчета приведены в табл. 5.3 для наиболее напряженной ($\varphi = \pi;\ \gamma = \pi;\ \psi = 0$) и наименее напряженной ($\varphi = 0;\ \gamma = 0;\ \psi = \pi$) проволок наружных прядей. Для сравнения приведены также расчеты для идеально прямого каната ($\delta_0 = 0$).

Как видно из табл. 5.3 на переходном участке отклонение по эквивалентным напряжениям составляет $\pm$ 15 % при чистом растяжении и $\pm$ 25 % при свободном растяжении.

Таблица 5.3.

Результаты расчета напряжений в канате специального назначения для случая затухающего штопора у круглого башмака

Координата пряди	Вид напряжений	Чистое растяжение			Свободное растяжение		
		Напряжение, МПа		Δ, %	Напряжение, МПа		Δ, %
		$\delta_0 = 0$	$\delta_0 = 0{,}5$мм		$\delta_0 = 0$	$\delta_0 = 0{,}5$мм	
$\varphi=0$	σ_p	420,22	356,95	-15	264,54	193,31	-27
	σ_u	11,34	9,75	-14	7,46	8,21	10
	τ	-1,10	-0,84	24	-29,55	-28,71	3
	$\sigma_э$	431,57	366,71	-15	278,35	209,54	-25
$\varphi=\pi$	σ_p	420,22	483,58	15	264,54	336,70	27
	σ_u	11,34	12,91	14	7,46	6,69	-10
	τ	-1,10	-1,11	-1	-29,55	-30,07	-2
	$\sigma_э$	431,57	496,50	15	278,35	348,62	25

Пример 2. Рассмотрим равномерный технологический штопор (см. рис. 5.7, *б*), наблюдавшийся на грузовом канате плавкрана «Богатырь-1» грузоподъёмностью 3000 кН. Канат по ГОСТ3079–69, конструкции 6х37(1+6+15+15)+о.с., диаметр 52 мм, натяжение $T = 250$ кН .

Путём инструментальных замеров параметров штопора непосредственно на канате, находящемся в эксплуатации, установлен радиус штопора $\delta_0 = 2$ мм. Причиной дефекта является истончение органического сердечника вследствие длительной эксплуатации каната (18 лет).

Расчет производился по схеме чистого растяжения по формулам (5.74) и (5.76)–(5.78). Как видим из табл. 5.4, увеличение эквивалентных напряжений в наиболее нагруженной проволоке составляет 32 %.

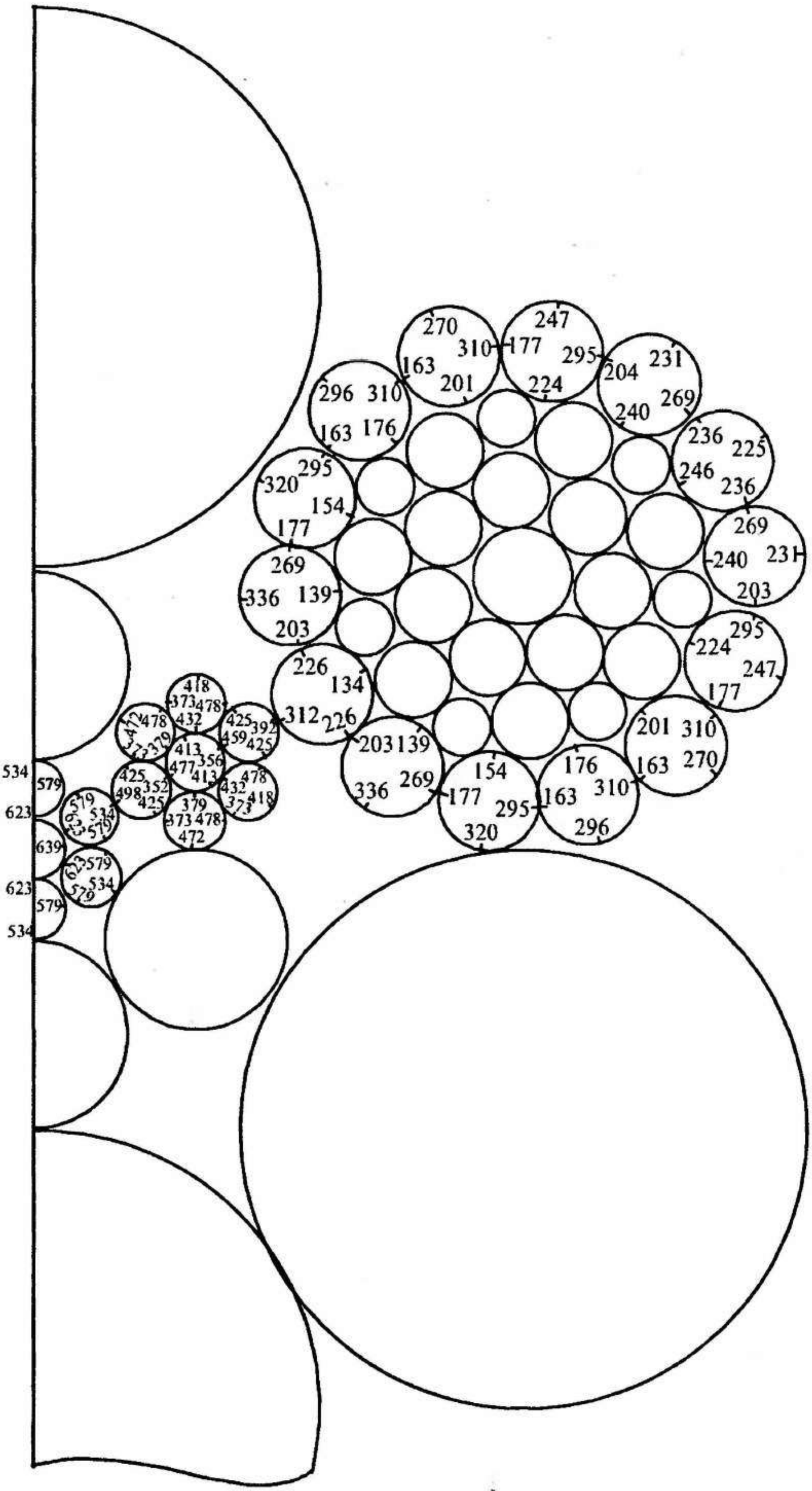


Рис. 5.11. Эквивалентные напряжения в сечении каната $\sigma_э$ [МН/м^2] при $\delta_0 = 0$.

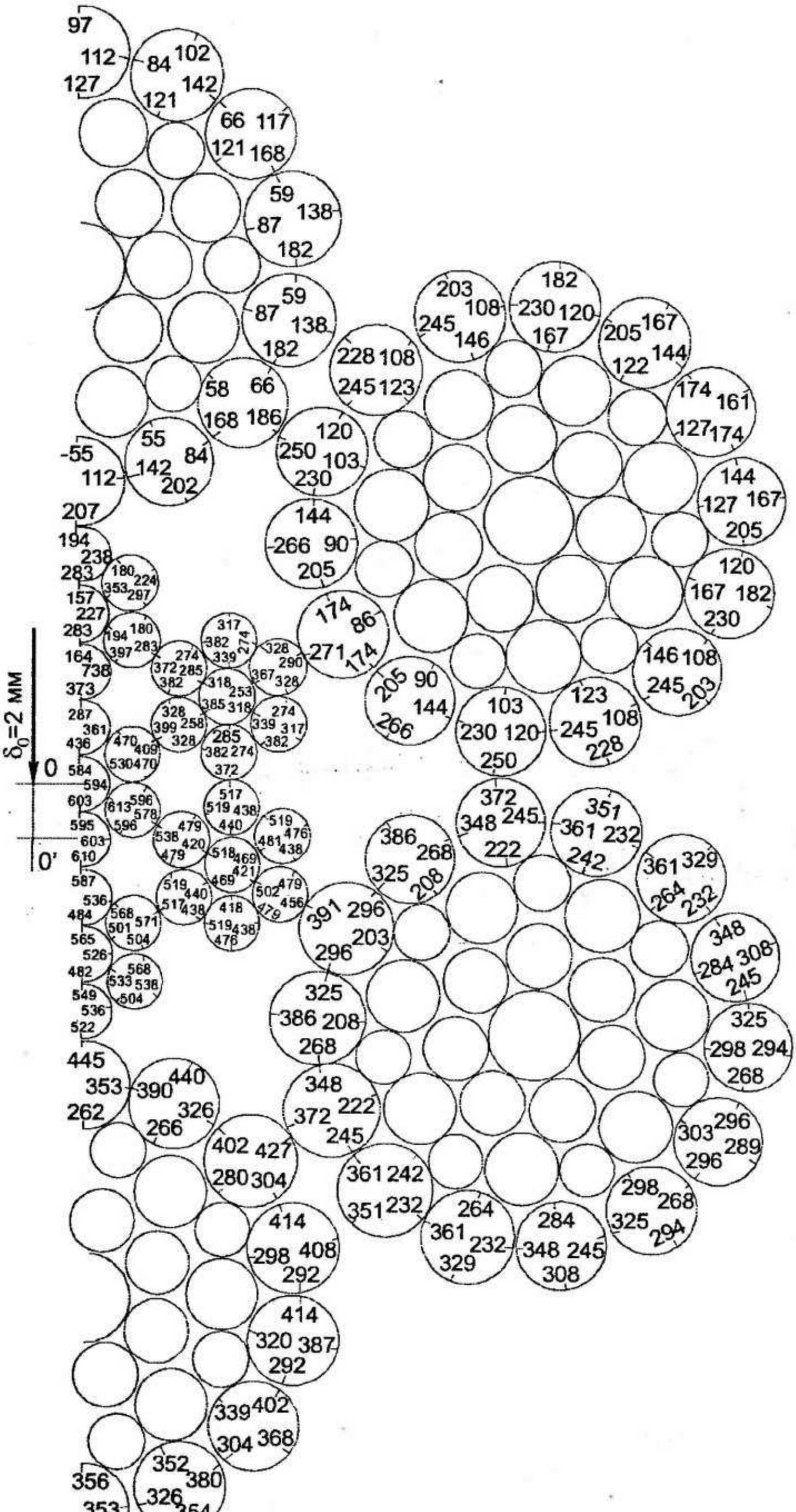


Рис 5.12. Эквивалентные напряжения в сечении каната $\sigma_э$, МН/м^2 при радиусе штопора δ_0 =2 мм.

Таблица 5.4.

Результаты расчета напряжений в канате плавкрана «Богатырь-1» для случая равномерного штопора

Координата пряди	Вид напряжений	Напряжение, МН/м^2		Δ, %
		$\delta_0 = 0$	$\delta_0 = 2$ мм	
$\varphi = 0$	σ_p	245,22	161,20	-35
	$\sigma_и$	4,91	3,30	-32
	τ	0,11	-0,04	63
	$\sigma_э$	254,74	164,51	-35
$\varphi = \pi$	σ_p	249,82	329,90	32
	$\sigma_и$	4,91	6,21	26
	τ	0,11	0,20	-81
	$\sigma_э$	254,74	336,11	32

Распределение напряжений по сечению показано на примере подъёмного каната диаметром 39 мм по ГОСТ 7669–80 (L =800 м, Q =100 кН) для прямого каната (рис. 5.11) и равномерного штопора (рис. 5.12).

Приведенные примеры показывают эффективность новой расчетной методики для уточненных расчетов стальных канатов, однако они не исчерпывают всего многообразия задач, которые могут быть решены с её помощью.

7. Расчет каната по деформируемой схеме

Приведенная в п. 5 теория расчета неидеального тяжелого каната на растяжение и кручение не учитывает нелинейной связи между усилиями и деформациями. В принципе, этот фактор может быть учтён построением новой теории, объединяющей методики п. 4 и 5. Решение этой задачи может привести к новым интересным результатам.

Однако есть и другой путь. Особенности нелинейного поведения стального каната при растяжении-кручении могут быть определены при помощи вычислительного эксперимента на ЭВМ. Суть эксперимента заключается в том, что процесс нагружения разбивают на конечное число интервалов, и расчет ведут по уравнениям (5.67). Частным случаем последних являются линейные уравнения (5.7) для идеального каната. В процессе расчета определяют коэффициенты жёсткости и деформации каната и вводят их в расчётную схему для следующего интервала. .

Структурная схема такого вычислительного эксперимента приведена на рис. 5.13.

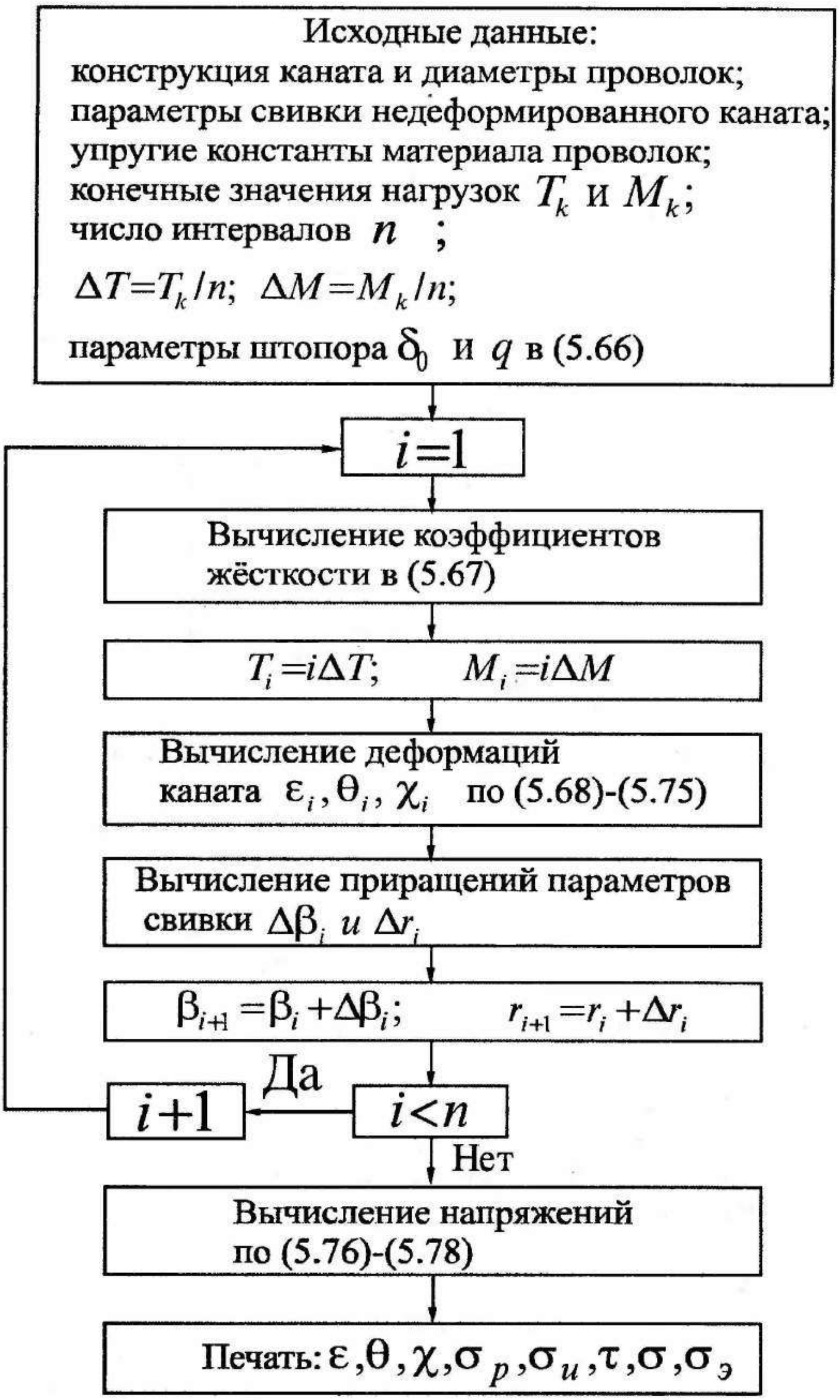


Рис. 5.13. Структурная схема расчёта каната по деформируемой схеме

8. Компьютерный расчет деформаций и напряжений

В принципе, изложенная выше теория позволяет производить расчет напряженно-деформированного состояния прямого каната по всему сечению при любых сочетаниях деформаций растяжения-кручения. Таким образом, уже можно говорить о постепенном переходе от нормативных к расчетным методам выбора или проектирования стальных канатов для конкретных грузоподъёмных установок.

В этой связи становится весьма актуальной проблема упрощения практического использования достаточно сложных расчетных методик с целью все более широкого введения расчетов в инженерную практику. Решением этой проблемы, конечно, является разработка компьютерных программ, кардинально облегчающих привлечение к расчетам широкого круга специалистов.

В НИО «ОНИОСК» создана программа расчета напряженно-деформированного состояния стальных канатов. Программа является универсальной, т.к. позволяет производить расчет на базе нелинейных (5.29) или линейных (5.7) уравнений, без учета собственного веса (канаты общего назначения) или с учетом собственного веса (шахтные канаты).

Блок-схема расчета показана на рис. 5.14.

Пример расчета перемещений и деформаций подъёмного каната в условиях конкретной железорудной шахты им. В.И. Ленина в Криворожском бассейне приведен на рис. 5.15. Параметры подъёма следующие: вес скипа – 210 кН; вес полезного груза – 280 кН; количество канатов – 4; длина каната в вертикальном отвесе – 1340 м, конструкция каната 6х36(1+7+7/7+14)+7х7(1+6) по ГОСТ 7669–80, номинальный диаметр каната 42,0 мм; линейный вес каната 79,65 Н/м.

Расчетом определено, что под действием собственного веса середина каната совершает крутильные перемещения $\mathrm{v}(L/2) = 51{,}5$ об. При этом верхняя половина каната раскручивается, а нижняя – закручивается. Максимальное кручение в верхнем сечении составляет $\theta(0) = -0{,}98$ рад/м, в нижнем – $\theta(L) = +0{,}98$ рад/м. Расчетное значение угла поворота $\mathrm{v}(L/2)$ достаточно хорошо согласуется с результатами замера непосредственно на шахте. На эпюрах рис. 5.14 пунктиром показаны деформации и перемещения из нелинейных (5.29), а сплошными линиями – из линейных уравнений (5.7). Как видно, линейная теория дает завышенные значения деформаций растяжения и кручения.

Максимальная деформация растяжения каната в верхнем сечении составляет $\varepsilon(0) = 0{,}0052$, в нижнем $\varepsilon(L) = -0{,}0035$, т.е. канат в нижнем сечении не растянут, а сжат относительно недеформированного состояния. Точка нулевой осевой деформации $\varepsilon = 0$ или максимального перемещения u_{max} находится на расстоянии 795 м от верхнего сечения.

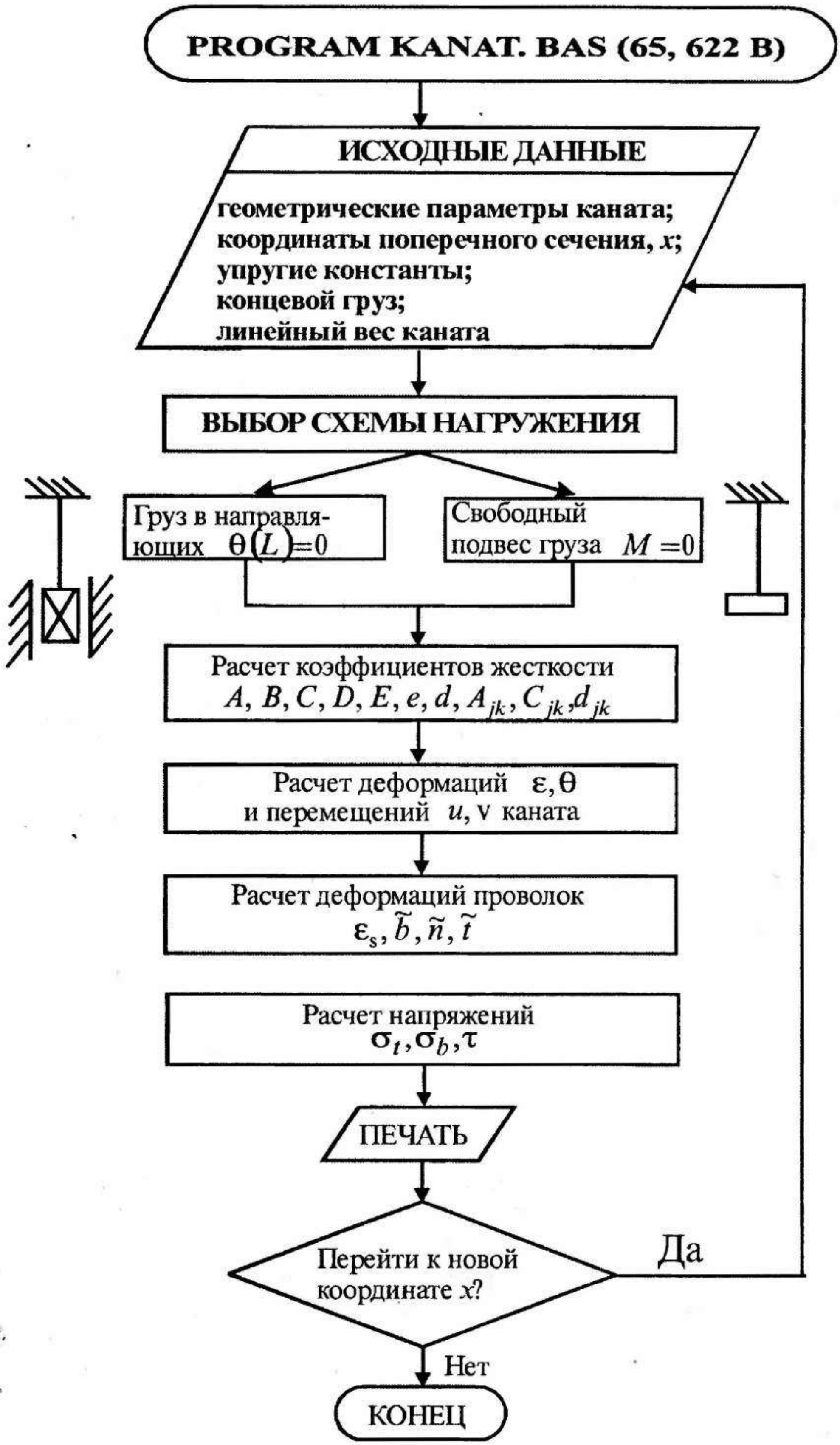


Рис. 5.14. Блок-схема расчета напряженно-деформированного состояния каната

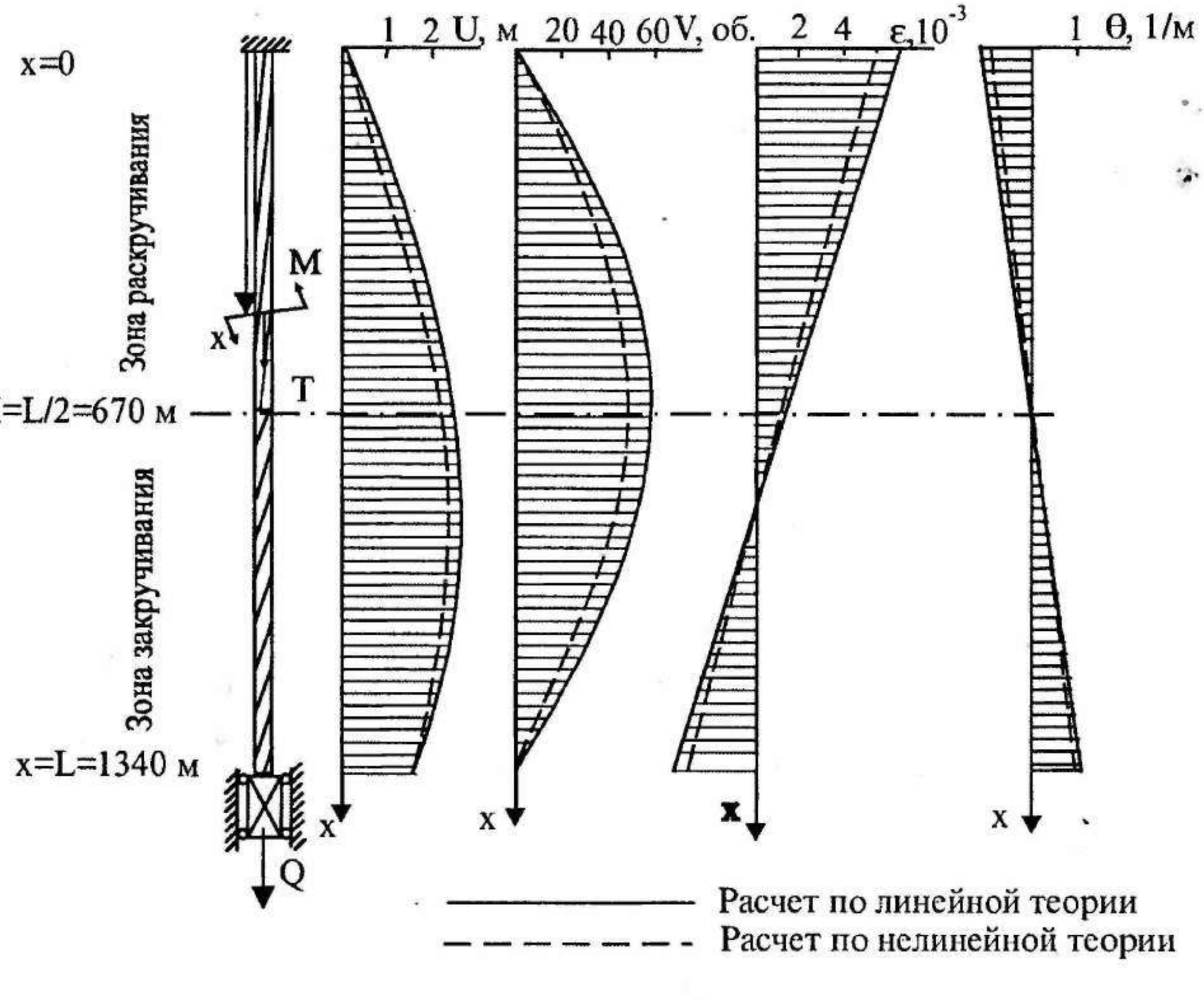


Рис. 5.15. Эпюры осевых u и крутильных V перемещений, а также осевых ε и крутильных θ деформаций шахтного подъёмного каната для случая «груз в направляющих»

Таким образом, в точке $x = 795$ м осевая деформация меняет знак и ниже неё канат находится в сжатом состоянии, благодаря сильному закручиванию. Понятие «сжатие» здесь нужно понимать только условно, т.е. в смысле укорочения оси каната. Осевая нагрузка в канате при этом остается растягивающей.

На рис. 5.16, *а* показаны диаграммы основных напряжений от растяжения по сечению стандартного каната диаметром 42 мм по ГОСТ 7669, находящегося в тех же условиях. Как видно из этих диаграмм, в верхнем сечении $(x = 0)$ проволоки металлического сердечника 7x7(1+6) сильно перенапряжены $(\sigma_p = 547...1042\ \text{МПа})$ по сравнению с проволоками наружных прядей $(\sigma_p = 50..280\ \text{МПа})$. На практике это приводит к преждевременному разрушению металлического сердечника.

В нижнем сечении все проволоки металлического сердечника испытывают сжимающие напряжения $\sigma_p = -32...-566\ \text{МПа}$, проволоки наружных прядей – растягивающие напряжения $\sigma_p = 111...375\ \text{МПа}$.

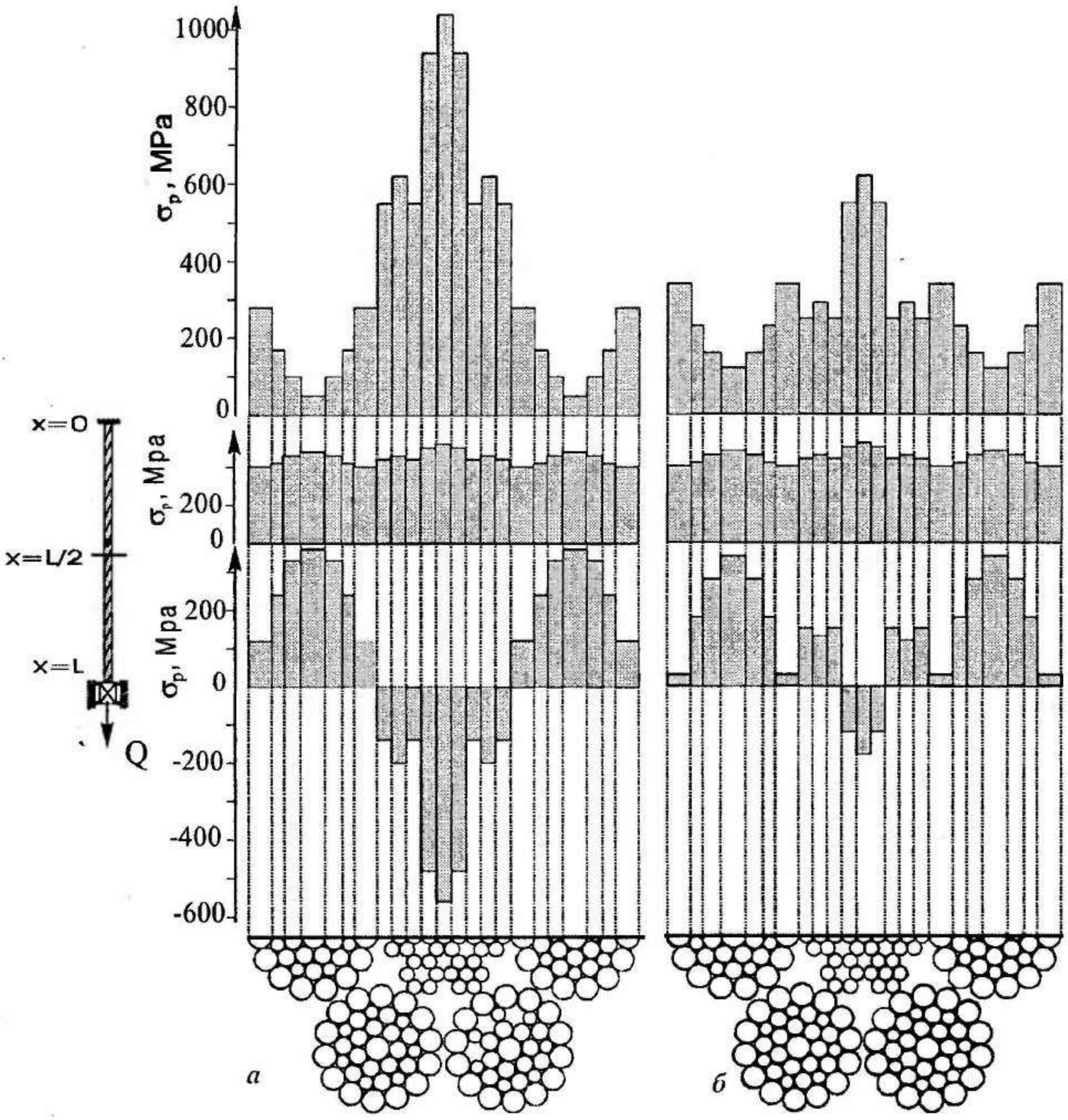


Рис. 5.16. Распределение нормальных напряжений σ_p по сечению шахтного подъемного каната ∅ 42 мм по ГОСТ 7669 при $x=0;\ x=\frac{1}{2}L;\ x=L$:

а – канат имеет стандартные параметры свивки;

б – тот же канат с оптимизированными параметрами свивки.

На рис. 5.16, *б* приведены эпюры такого же по конструкции каната, но с оптимизированными параметрами свивки (ТУУ ДП 14–100–011–97). В этом канате шаг свивки прядей в канат увеличен, а шаг свивки проволок в пряди уменьшен по сравнению со стандартными. Как видно из сравнения эпюр, в оптимизированном канате неравномерность нагружения основных прядей и прядей сердечника значительно уменьшена, благодаря чему достигается лучшая совместность их нагружения в процессе работы.

Подтверждением практического значения приведенного анализа является тот факт, что в условиях шахты им. Ленина (г. Кривой Рог) оптимизированные канаты по ТУУ ДП 14–100–011–97 показали существенное увеличение срока службы по сравнению со стандартными канатами (∅42 мм, ГОСТ 7669).

Отметим, что в подъёмах со шкивами трения верхние сечения каната меняются местами при каждом цикле подъём–опускание, поэтому деформации каната являются циклическими, а приведённые на рис. 5.15 и 5.16 значения деформаций и напряжений следует рассматривать как амплитудные.

По результатам расчета также могут быть построены эпюры нормальных напряжений от изгиба σ_u и касательных напряжений τ для всех проволок в канате. Это позволяет определить экстремально нагруженные элементы каната и внести соответствующие коррективы в конструкцию и параметры его свивки.

Таким образом, описанная компьютерная программа дает возможность полного обследования напряженно-деформированного состояния каната по всему сечению и длине.

Для иллюстрации влияния конструкции каната на рис. 5.17 приведены результаты расчета нормальных напряжений от растяжения σ_p для трёхслойного некрутящегося каната классического типа конструкции 16х7(1+6)-7х7(1+6)//7х7(1+6)-6х7(1+6)-1х26(1+5+5/5+10). Диаметр каната 42,0 мм, условия нагружения те же, что и в предыдущем расчете (L=1340 м, Q=122,5 кН). Расчет выполнен для двух основных схем нагружения – груз в напрявляющих (рис. 5.17, *а*) и свободный подвес груза (рис. 5.17, *б*). Как видим, в некрутящемся канате не происходит существенных перераспределений напряжений в его элементах в зависимости от глубины или схемы нагружения. Такая устойчивость некрутящихся канатов делает предпочтительным их использование при больших глубинах, а также в условиях проходческого подъёма. Этим, в частности, объясняется также существенно больший технический ресурс некрутящихся овально- и плоскопрядных канатов, например, по DIN 3070 по сравнению с 6-прядными канатами.

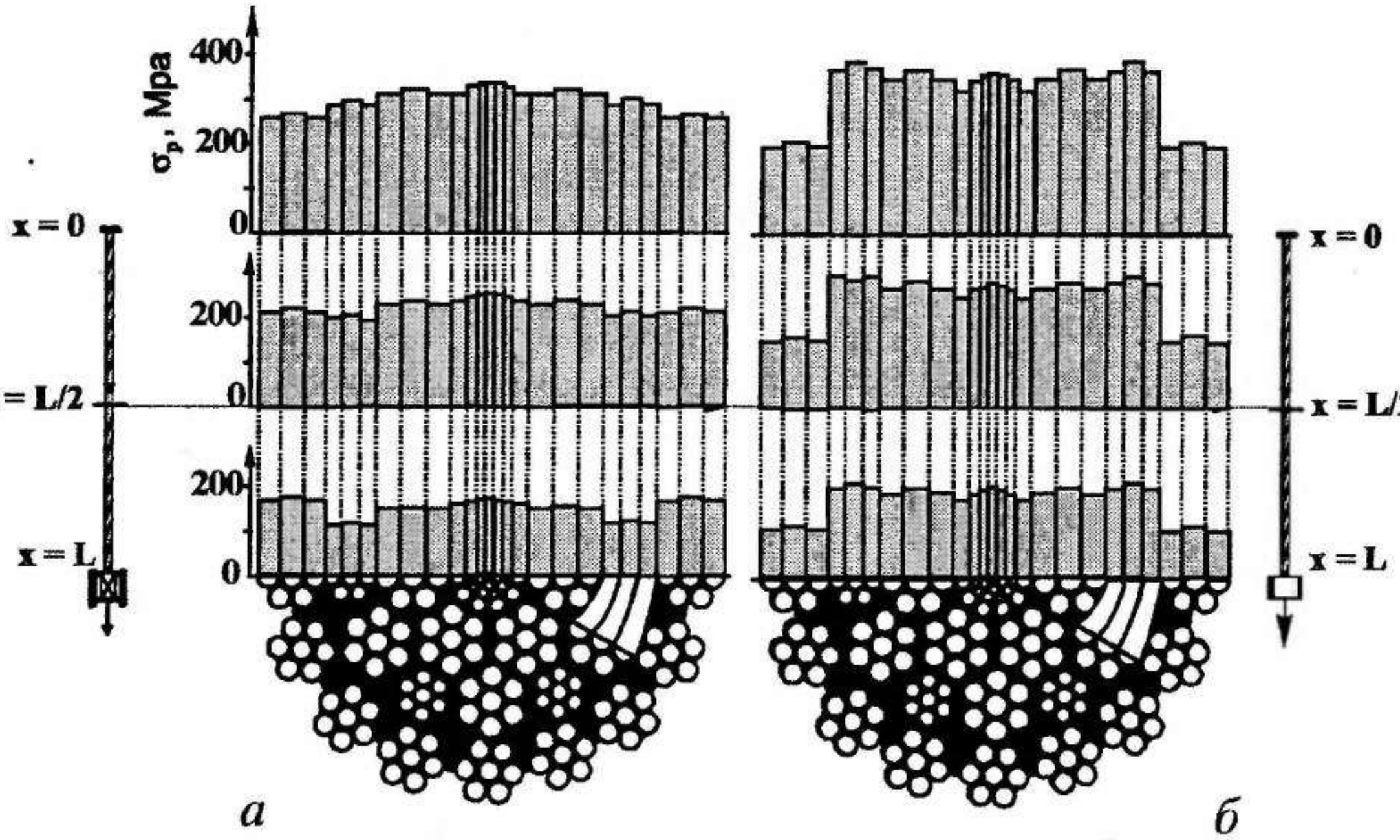


Рис. 5.17. Распределение нормальных напряжений σ_p по сечению некрутящегося каната:
а – груз в направляющих; *б* – свободный подвес груза

9. Квазиупругая модель стального каната при растяжении и кручении

Стальной канат ведёт себя при растяжении как квазиупругое тело вследствие проявления внутренних сил трения [1)] и пластических деформаций в местах контакта проволок [37,51,67 и др.]. Поэтому на диаграмме циклического растяжения каната образуется петля гистерезиса, площадь которой в десятки раз больше, чем в случае сплошного стержня. Всё же при решении задач статики упругими несовершенствами каната, как правило, пренебрегают и строят расчет как для линейно упругого тела. Однако в задачах динамики необходимо учитывать внутренние упругие несовершенства и связанное с ним сильное конструкционное демпфирование проволочного каната.

Рассмотрим вопрос о расчетной модели каната для этих целей.

В литературе пока нет единого мнения о реологической модели каната, а в практических задачах используется и модель сухого внутреннего трения и модель вязкого трения без сколько-нибудь четкого разграничения между ними. Напомним, что сухим называется трение, не зависящее от скорости относительного смещения трущихся поверхностей, а вязким – трение, величина которого зависит от скорости. Большинство авторов, на наш взгляд, не всегда обоснованно отдаёт предпочтение модели вязко-упругого тела Фойгта.

Опыты по циклическим нагружениям стальных канатов при малых ско-

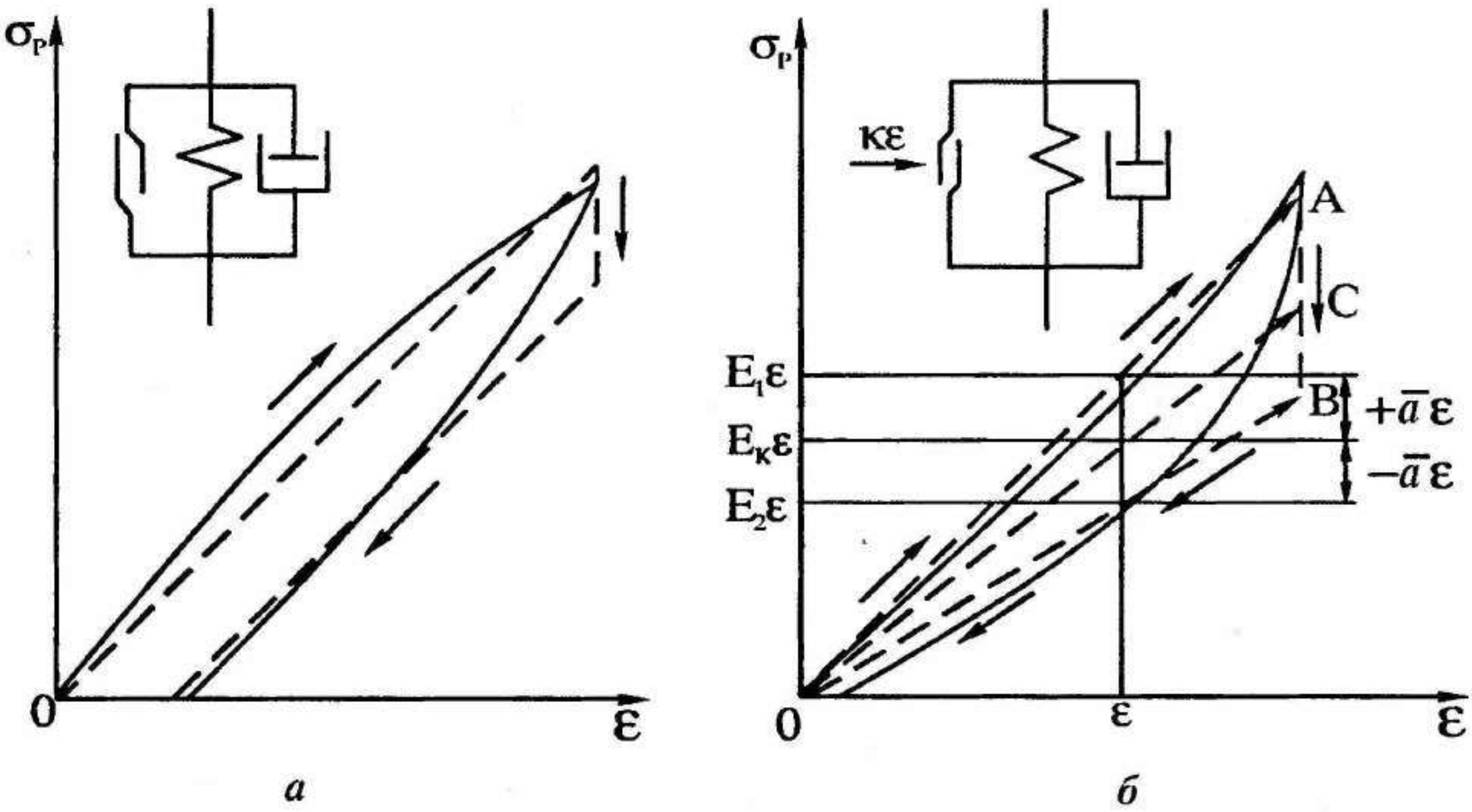
[1)] Здесь и ниже внутренним трением будем называть конструкционное трение в канате, а не внутреннее трение в материале

ростях деформации и наблюдаемые при этом большие петли гистерезиса свидетельствуют о том, что в структуре внутреннего трения в канате большое значение имеет сухое трение. В несмазанных или плохо смазанных канатах вообще сухое трение преобладает. Поэтому, на наш взгляд, отказываться от сухого трения, принимая гипотезу вязко-упругого тела, нельзя. Расчетная модель каната в общем случае должна учитывать и сухое и вязкое трение, т.е. она должна быть аналогична модели упруго-вязко-пластического тела в механике сплошной среды [61].

Характер сухого трения в канате может быть выяснен путём анализа опытных диаграмм циклического растяжения, который позволяет выделить два основных типа петель гистерезиса: I – петли с практически параллельными восходящей и нисходящей ветвями (рис. 5.18, *а*); II – расширяющиеся петли (рис. 5.18, *б*).

Петли типа I чаще наблюдаются при чистом растяжении ранее обтянутых (приработанных) канатов и более характерны для простых конструкций канатов. В расчетах эти петли могут описываться гипотезой Н.Н. Давиденкова, например, при эллиптической аппроксимации Я.Г. Пановко [54].

Петли типа II более характерны для первых нагружений новых необтянутых канатов, а также для многослойных канатов, особенно при свободном растяжении (без закрепления конца от вращения) [83], т.е. во всех случаях, когда внутреннее конструкционное трение проявляется в большей степени. Заметим также, что аналогичную форму петли имеют резино-тканевые транспортёрные ленты [98] и другие составные гибкие тяговые органы.



а *б*

Рис. 5.18. Два типа петель гистерезиса и реологические модели при растяжении канатов:
***а* – с постоянным сухим трением;**
***б* – с амплитудно зависимым сухим трением**

Особенность проволочного каната заключается в том, что силы трения скольжения между проволоками проявляются одновременно с упругими силами, начиная с малых деформаций, и, что очень важно, эти силы пропорциональны деформации (натяжению каната). Последнее обстоятельство обусловлено зависимостью контактных сил от осевой нагрузки или деформации, что в принципе следует из уравнений Кирхгофа (5.3). Это значит, что с увеличением деформации суммарные сопротивления типа сухого трения линейно увеличиваются, как и упругие силы, т.е. мы имеем случай амплитудно зависимого трения. В этом заключается коренное отличие от классической модели упруго-вязко-пластического тела, в которой после начала скольжения сопротивление больше не растёт (при постоянной скорости).

Рассмотренным выше двум типам петель гистерезиса соответствуют две модели с параллельным включением элементов Гука, Ньютона и Сен-Венана. В модели I типа (см. рис. 5.18, *а*) сухое трение остается постоянным. Это объясняется тем, что амплитудно зависимый характер сил трения скольжения компенсируется уменьшением числа пар скольжения с увеличением нагрузки (канат становится более монолитным).

В модели каната II типа (см. рис. 5.18, *б*) результирующее внутреннее конструкционное трение остаётся пропорциональным деформации, поэтому петля гистерезиса имеет форму треугольника.

Рассмотрим петлю II типа (см. рис. 5.18, *б*). Аппроксимируя эту петлю треугольником АОВ, запишем в общем случае приведенный модуль упругости

$$E_{1,2} = E_k + \bar{a}\,sign\dot{\varepsilon}, \qquad (5.79)$$

где $\bar{a}$ – модуль трибожёсткости, являющийся интегральной характеристикой внутреннего трения; индекс 1 соответствует нагрузке, а 2 – разгрузке образца $(sign\dot{\varepsilon} < 0)$.

Соответственно, приведенная жесткость каната при растяжении

$$A_{1,2} = A + a\,sign\dot{\varepsilon},$$

где $A = E_k F_k$ – упругая жесткость [определяется также формулами (5.8) или (5.38)]; $a = \bar{a} F_k$ трибожёсткость при растяжении.

С учетом проявлений вязкого трения в смазанном канате [37] запишем формулу для напряжений

$$\sigma_p = \left(E_k + \bar{a}\,sign\dot{\varepsilon}\right)\varepsilon + \bar{\eta}\,\dot{\varepsilon}, \qquad (5.80)$$

где $\bar{\eta}$ – коэффициент вязких сопротивлений.

Таким образм, в пределах монотонного изменения деформации (до перемены знака в скобках) формально имеем в соответствии с (5.80) модель вязкоупругого тела, хотя сухое трение в ней фактически учитывается.

Параметры $\bar{a}$ и $\bar{\eta}$ в уравнении (5.60) целесообразно определять экспериментальным путём, например, по площади петли гистерезиса или известными методами анализа опытных виброграмм затухающих колебаний [32].

Приведём пример определения модуля трибожёсткости по площади петли гистерезиса.

Зависимость между натяжением каната и его деформацией при чистом растяжении $T_{1,2} = A_{1,2}\varepsilon$, тогда рассеяние энергии за цикл нагрузка-разгрузка

$$\Delta W = W_1 - W_2 = a\frac{\Delta\ell^2}{\ell} = a\ell\varepsilon^2. \qquad (5.81)$$

Так как ΔW определяется площадью петли гистерезиса, то из уравнения (5.81) можно найти трибожёсткость

$$a = \Delta W / \ell\varepsilon^2. \qquad (5.82)$$

В работе [51] приведены результаты экспериментального определения трения при растяжении (по петле гистерезиса) для двух канатов: 1) – 6х19(1+6+6/6)+о.с., $d = 15{,}5$ мм; 2) – 10х25(1+6;6+12)+5х7(1+6)+6х25(1+6;6+12)+о.с., $d = 42{,}5$ мм. По этим данным по формуле (5.82) вычислены значения трибожёсткости, которые в диапазоне $\sigma_p = 100 \div 400$ МН/м^2 составляют: для каната №1 $a = 46$ кН; для каната № 2 $a = 361$ кН. При напряжениях $\sigma_p < 100$ МН/м^2 значения трибожёсткости получаются несколько большими. Соответственно модуль трибожёсткости $\bar{a}$ для рассматриваемых канатов равен 512 и 397 МН/м^2.

Как видим, по отношению к модулю упругости каната, модуль трибожёсткости имеет третий порядок малости, поэтому в статических задачах сопротивлениями внутреннего трения можно пренебрегать.

Рассмотрим теперь кручение каната. Опытная петля гистерезиса для шестипрядного каната с органическим сердечником также может быть аппроксимирована треугольником. Следовательно, аналогично (5.80) крутящий момент можно представить в виде

$$M_{кр} = \left(B + b_k sign\dot{\theta}\right)\theta + \nu\dot{\theta}, \qquad (5.83)$$

где B – упругая крутильная жёсткость каната (5.8) или (5.39); b_k – трибожёсткость каната при кручении; ν – коэффициент вязкости.

Таким образом, мы получили единообразное описание упругих несовершенств при растяжении и кручении каната при помощи введенных констант внутреннего конструкционного трения при растяжении и кручении. Это стало возможным благодаря тому, что в обоих случаях петля гистерезиса допускает зависимость внутреннего трения в канате от амплитуды деформации.

Учитывая амплитудно зависимый характер внутреннего трения в канате и взаимное влияние деформаций растяжения и кручения, представим все коэффициенты жёсткости в двухчленной записи, тогда уравнения равновесия

$$T = (A \pm a)\varepsilon + (C \pm c)\theta; \quad M = (C \pm c)\varepsilon + (B \pm b_k)\theta,$$

откуда можно выделить суммарные осевую силу трения и момент сил трения:

$$T_{тр} = \pm(a\varepsilon + c\theta); \quad M_{тр} = \pm(c\varepsilon + b_k\theta), \qquad (5.84)$$

где знак «плюс» будем принимать при растяжении и закручивании каната, а «минус» – наоборот.

Конечно, следует иметь в виду, что уравнения (5.84) имеют силу только в процессе деформирования каната, так как при равновесии действие сил трения покоя становится неопределённым.

Глава VI. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ ДЛЯ ОСОБЫХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Рассмотрим особенности конструирования канатов для таких условий эксплуатации, в которых стандартные канаты оказываются малоэффективными. Прежде всего, сюда нужно отнести схемы нагружения каната с кручением – свободным или принудительным.

При свободном подвесе груза на одном конце каната или креплении его с использованием вертлюга требуются некрутящиеся канаты, которые в отечественных стандартах отсутствуют. Это приводит к необходимости разработки новых канатов для целого ряда подъемно-транспортных машин, проходческого подъема, аэростатных систем, океанографических исследований и т.п.

В других случаях канат испытывает принудительное кручение при закрепленных от вращения концах, например, в многократных полиспастных системах, на фрикционных лебедках, что приводит к резкому перераспределению нагрузок в элементах, особенно в канатах с металлическим сердечником и многослойных, чем и объясняется появление структурных дефектов в таких канатах в процессе эксплуатации. В этих случаях должны применяться равнонапряженные канаты, т.е. такие, в которых напряжения по слоям элементов не перераспределяются существенно при растяжении с закручиванием или раскручиванием.

Особую группу составляют шахтные подъёмные канаты, которые под действием собственного веса испытывают противоположное кручение в верхней и нижней половинах при закреплённых от вращения концах (см. рис. 5.9, *а*). Здесь также предпочтительно применение некрутящихся или, в определённых случаях, равнонапряженных канатов.

1. Некрутящиеся канаты

Прежде всего отметим, что в современных отечественных стандартах некрутящиеся канаты полностью отсутствуют и потребности в них удовлетворяются в отдельных случаях за счет импорта или изготовления новых канатов по техническим условиям.

В соответствии с ГОСТ 3241–80 малокрутящимися называются канаты, в которых слои элементов свиты в противоположных направлениях. Ранее, в ГОСТ 3241–55 такое же определение давалось и для некрутящихся канатов.

Однако такой конструктивный признак совершенно недостаточен и даже может ввести в заблуждение конструктора подъемно-транспортной техники, так как далеко не всегда гарантирует пригодность каната для работы в условиях свободного подвеса груза.

Для оценки действительной степени некрутимости каната и способности работать в заданных условиях необходим количественный признак, отражающий степень уравновешенности внутренних крутящих моментов в канате.

Идеально некрутящимся канатом является такой, в котором эти моменты полностью уравновешиваются и канат представляет собой аналог упругому стержню, т.е. $\sum M_i = 0$ или, что физически адекватно,

$$C = 0 . \qquad (6.1)$$

В работе [6] предложен относительный параметр – коэффициент неуравновешенности

$$\psi = C / C_m \le 1 , \qquad (6.2)$$

где C_m максимально возможное значение коэффициента C в пределах данной конструкции каната (при свивке всех элементов в одном направлении).

Для идеально некрутящегося каната должно быть $\psi = 0$,что не всегда выполнимо, поэтому в работе [6] обосновано допускаемое значение для каната, работающего в условиях свободного растяжения,

$$0 \le \psi \le 0{,}4. \qquad (6.3)$$

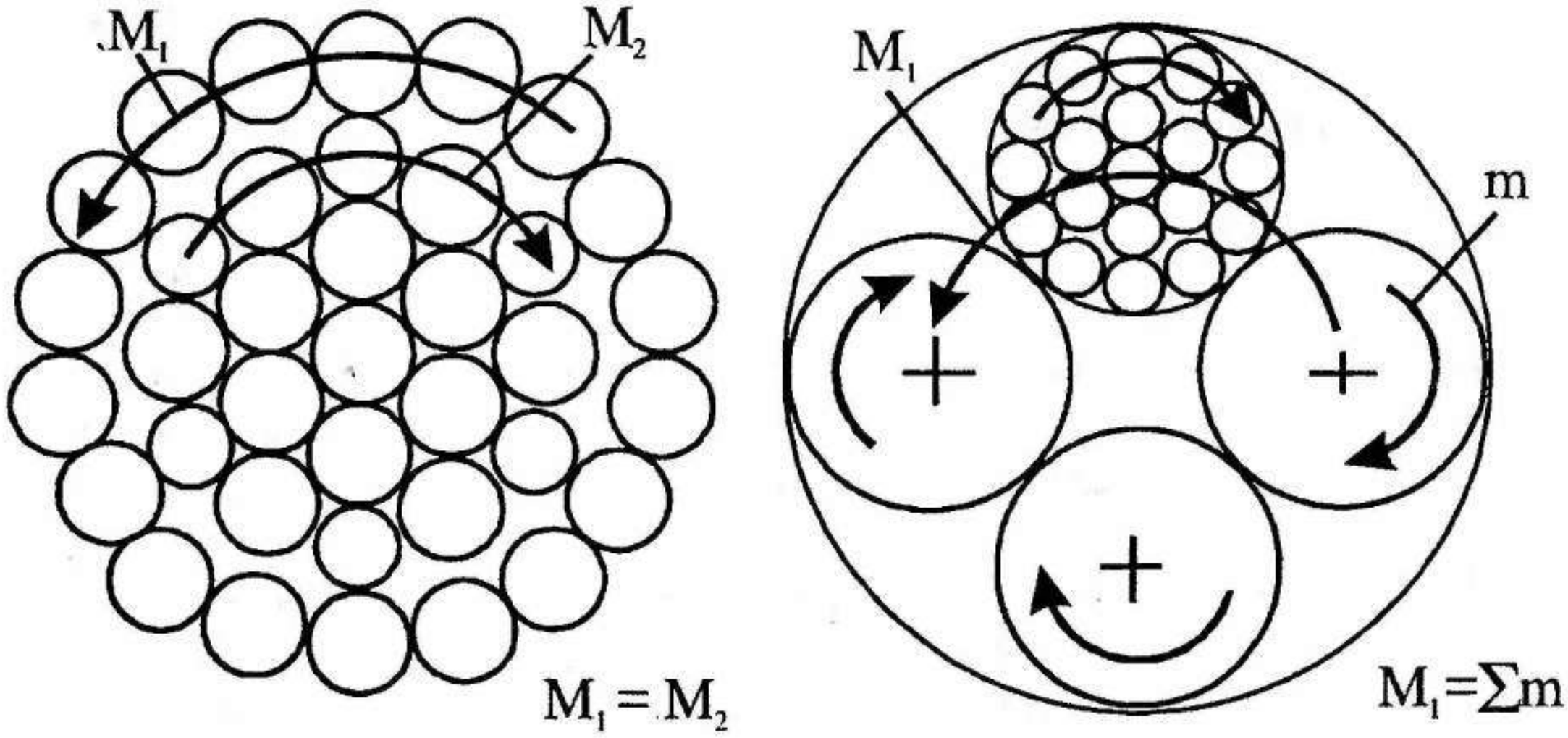
Деформации каната при свободном растяжении определяются из уравнений (5.7) следующим образом

$$\varepsilon = \frac{B}{\Delta} T; \qquad \theta = \frac{C}{\Delta} T, \qquad (6.4)$$

где $\Delta = AB - C^2$.

Отсюда видно, что при соблюдении (6.1) имеем $\theta = 0$, т.е. канат является полностью некрутящимся.

Ниже рассмотрим два конструктивных способа реализации приведенных условий уравновешенности (рис. 6.1).



а б

Рис. 6.1. Два принципа уравновешивания крутящих моментов:
а **– за счёт противоположной свивки слоёв элементов;**
б **– за счёт крестовой свивки в малопрядном канате**

Многослойные некрутящиеся канаты. В многослойном канате уравновешенность крутящих моментов достигается за счет противоположного направления свивки наружного слоя элементов по отношению к внутренним

(рис. 6.1,*а*). При этом известно, что достаточно хорошо уравновешенными от кручения при свободном подвесе груза являются трех- и четырехслойные конструкции канатов с 16–24 элементами в наружном слое. Типичными представителями этой группы являются канаты 17х7-11х7-6х7+о.с. (ГОСТ 7683–55), 18х7-12х7-6х7+о.с. (DIN 3071) и др.

Однако трехслойные канаты сложны в изготовлении и требуют особо тщательного соблюдения правил эксплуатации, поэтому они из современного стандарта исключены и не производятся отечественными заводами.

Зарубежные фирмы не только сохранили, но и развили производство трехслойных некрутящихся канатов за счет новых конструкций и технологических приемов.

Например, фирма «Casar» (ФРГ) выпускает трехслойные некрутящиеся канаты типа «Starlift» конструкции 16х7(1+6)-7х7(1+6)/7х7(1+6)-7х7(1+6)-1х26(1+5+5/5+10) и типа «Powerlift» из пластически обжатых прядей конструкции 18х7(1+6)-6х7(1+6)/6х7(1+6)-6х7(1+6)-1х15(1+7+7).

Двухслойные некрутящиеся канаты из овальных или плоских прядей (DIN 3070) отличаются большой трудоемкостью изготовления и в отечественных стандартах отсутствуют, хотя ранее такие канаты выпускались нашими заводами (ГОСТ 3086–55).

Двухслойные круглопрядные канаты типа 12х19-6х19+о.с. (ГОСТ 3088–80) и им подобные, хотя и называются малокрутящимися, но они совершенно недостаточно уравновешены от кручения ($\psi \approx 0{,}65$) и имеют потери прочности в эксплуатации, доходящие до 50 %. Подробный силовой анализ этих канатов содержится в работе [11], на основании чего они не рекомендуются к применению в качестве проходческих.

В ОНИОСК разработана новая конструкция двухслойного некрутящегося каната, по основным функциональным параметрам не уступающего трехслойным канатам. Технический прием, при помощи которого это достигается заключается в замене первого внутреннего слоя прядей в трехслойном канате одной центральной прядью, свитой в том же направлении, что и внутренний слой прядей и достаточно жесткой на кручение, чтобы уравновесить разницу крутящих моментов в двух остальных слоях прядей. Таким образом, мы превращаем трехслойный канат в двухслойный, сохраняя его некрутимость, и снижая трудоемкость изготовления.

При такой постановке весь вопрос заключается в правильном выборе диаметра и жесткости центральной пряди, обеспечивающей уравновешенность каната на кручение и совместность нагружения всех элементов каната.

Для двухслойного каната с центральной прядью коэффициент неуравновешенности (6.2) имеет вид

$$\psi = \frac{C_2 - C_1 - C_0}{C_2 + C_1 + C_0}, \qquad (6.5)$$

где $C_{0,1,2}$ – коэффициенты влияния, соответственно, центральной пряди, первого и второго слоев прядей.

Для упрощения мы здесь не учитываем различий крестовой и односторонней свивки, т.е. ведем расчет по безмоментной теории [6].

Коэффициенты влияния пропорциональны третьей степени диаметра пряди:

$$C_0 = \nu_0 d_0^3;\ \ C_1 = \nu_1 d_1^3;\ \ C_2 = \nu_2 d_2^3, \tag{6.6}$$

где $d_{0,1,2}$ – диаметры прядей, отсчет от центра ; $\nu_{0,1,2}$ – коэффициенты пропорциональности, учитывающие конструкцию слоя прядей.

Путем обработки известных значений коэффициентов C (см. табл. 14 и 16 в работе [6]) получены следующие усредненные значения коэффициентов пропорциональности, МН/м^2:

однослойная прядь – $\nu_0 = 8\times10^3$;
двухслойная прядь – $\nu_0 = 9{,}1\times10^3$;
трехслойная прядь – $\nu_0 = 9{,}8\times10^3$;
четырехслойная прядь – $\nu_0 = 9{,}9\times10^3$;
слой из 12-ти прядей – $\nu_1 = 8{,}5\times10^5$;
слой из 18-ти прядей – $\nu_2 = 1{,}9\times10^6$;

Из уравнений (6.5) и (6.6) с учетом (6.3) находим

$$d_0 = d_2 \sqrt[3]{\frac{\nu_2}{\nu_0}\frac{1-\psi}{1+\psi} - \frac{\nu_1}{\nu_0}\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^3},\ \ 0 \le \psi \le 0{,}4. \tag{6.7}$$

Эта формула определяет диаметр центральной пряди, обеспечивающий требуемую уравновешенность двухслойного каната по условию (6.3).

В частности, при 18-ти наружных прядях и 12-ти внутренних с учетом приведенных выше значений коэффициентов $\nu_{0,1,2}$ имеем из (6.7)

$$d_0 \ge 1{,}44 d_2,\ \psi \le 0{,}4.$$

Верхнее ограничение диаметра d_0 получим, приняв в (6.7) $\psi = 0$, однако этот диаметр не всегда может быть реализован по конструктивным соображениям. Например, в данном примере условию идеальной некрутимости $\psi = 0$ соответствует $d_0 = 4{,}76 d_2$, что почти равно диаметру полости внутри наружного слоя прядей. Поэтому с учетом конструктивных соображений принимаем $d_0 = 3 d_2$ при этом из уравнения (6.5) имеем $\psi = 0{,}26$, что удовлетворяет условию (6.3).

Данный расчет построен на безмоментной теории, поэтому заметим, что крестовая свивка наружного слоя и односторонняя внутреннего будут улучшать уравновешенность каната.

С целью увеличения коэффициента C_0 в качестве центральной может быть применена пластически обжатая прядь. В этом случае коэффициент C_0 определяется по формуле [10]

$$C_0 = E\frac{\pi d_0^3}{12}\xi_c, \tag{6.8}$$

где $\xi_c = -\frac{3}{2}\left(\sin^2\alpha_0 + \ln\cos\alpha_0\right)ctg^3\alpha_0$; α_0 – угол свивки на поверхности пряди.

В соответствии с (5.8) по безмоментной теории, т.е. учитывая только первые члены в формулах для коэффициентов

$$C_1 = EF_1r_{01}\cos^2\beta_1\sin\beta_1; \quad C_2 = EF_2r_{02}\cos^2\beta_2\sin\beta_2 \qquad (6.9)$$

и после известных упрощений $\cos\beta \approx 1$ и $\sin\beta \approx tg\beta = 2\pi r_0 / H$ в результате находим

$$C_1 = 2\pi E\frac{F_1r_{01}^2}{H_1}; \quad C_2 = 2\pi E\frac{F_2r_{02}^2}{H_2}.$$

Подставляя теперь коэффициенты (6.8) и (6.9) в (6.5) находим

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{24}{\xi_c}\left(\frac{1-\psi}{1+\psi}\frac{F_2r_{02}^2}{H_2} - \frac{F_1r_{01}^2}{H_1}\right)}, \quad 0 \le \psi \le 0{,}4 \qquad (6.10)$$

Формула (6.10) определяет диаметр пластически обжатой центральной пряди, необходимой для уравновешивания моментов в двухслойном канате при заданном значении ψ .

Отметим, что коэффициент влияния C_0 для пластически обжатой пряди по (6.8) численно значительно больше, чем для необжатой. Это позволяет получать при одинаковых диаметрах центральной пряди лучшую уравновешенность каната (меньшее значение ψ) при использовании пластически обжатой пряди. Например,если в рассмотренном выше примере мы возьмем пластически обжатую трехслойную прядь, то для каната в целом получим $\psi = 0{,}20$ вместо $\psi = 0{,}26$.

В приведенном расчете, как и во всей статике каната, не учитываются силы внутреннего конструкционного трения. А между тем, как показывают опыты, эти силы существенно уменьшают раскручивание многопрядного каната при свободном подвесе груза. Поэтому на практике в ряде случаев нет нужды добиваться полного уравновешивания упругих моментов ($\psi = 0$). Двух- и трехслойные канаты оказываются практически некрутящимися при $\psi = 0{,}2 \div 0{,}3$. Таким образом, внутреннее трение облегчает задачу построения некрутящегося каната. В частности, оказывается возможным создание некрутящегося каната с числом прядей в наружном слое, меньшим 16.

На основе приведенной методики в ОНИОСК разработаны двухслойные некрутящиеся канаты (ТУ 14–4–1611–90) для оснащения стреловых мобильных кранов, которые достаточно хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации.

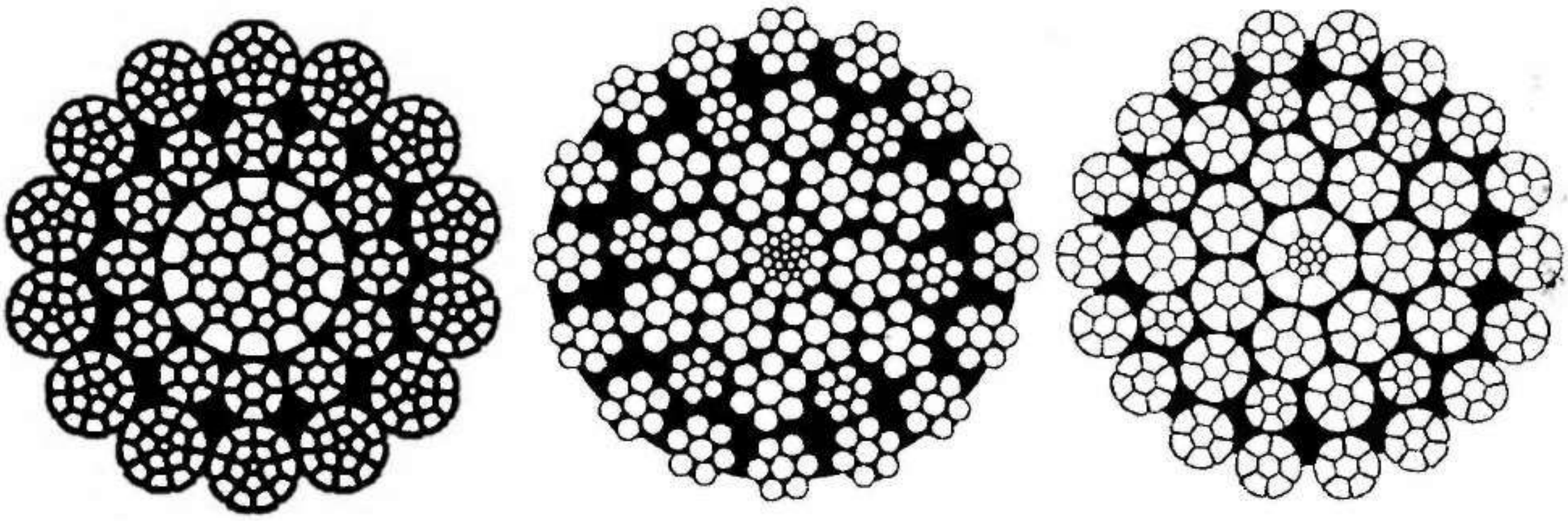
В табл. 6.1 приведено сопоставление технических параметров этого каната с лучшими зарубежными канатами данного класса (рис. 6.2).

Таблица 6.1.

Технические параметры отечественного и зарубежных некрутящихся канатов

Параметры	Двухслойный канат по ТУ 14-4-1611-90	Трёхслойный канат "Starlift"	Трёхслойный канат "Powerlift"
Диаметр, мм.....	16,0	16,0	16,0
Число проволок.....	344	245	288
Суммарная площадь сечения всех проволок, мм^2.....	140,04	130,1	149,7
Масса 10 п.м. смазанного каната, кг.....	12,53	11,8	12,9
Коэффициент заполнения.....	0,697	0,650	0,748
Суммарная прочность всех проволок при $\sigma_в$=1770 МН/м^2, не менее, кН.....	242,5	230,3	265
Агрегатная прочность каната не менее, кН.....	194	179,0	208
Потери прочности, %.....	20	22,17	21,5
Модуль упругости, x10^{11} Н/м^2	1,06	1,00	1,10
Расчетный коэффициент неуравновешенности ψ.....	0,287	0,284	0,271
Фактическая уравновешенность на кручение.....	некрутящийся	некрутящийся	некрутящийся

Как следует из опытов по свободному растяжению (свободный подвес груза), все три рассматриваемых каната являются некрутящимися, хотя для них коэффициенты неуравновешенности не равны нулю ($\psi = 0{,}27 \div 0{,}29$). В этом проявляется отмеченный выше факт влияния внутреннего конструкционного трения в канате.



а *б* *в*

Рис. 6.2. Поперечные сечения некрутящихся канатов: двухслойного по ТУ 14–4–1611–90 (*а*); трёхслойных «Starlift» (*б*) и «Powerlift» (*в*)

Малопрядные некрутящиеся канаты. В определенных условиях применение многослойных некрутящихся канатов оказывается нерациональным из-за их большой стоимости или по другим соображениям. Поэтому рассмотрим другой принцип уравновешивания внутренних крутящих моментов в однослойном канате крестовой свивки, смысл которого заключается в следующем.

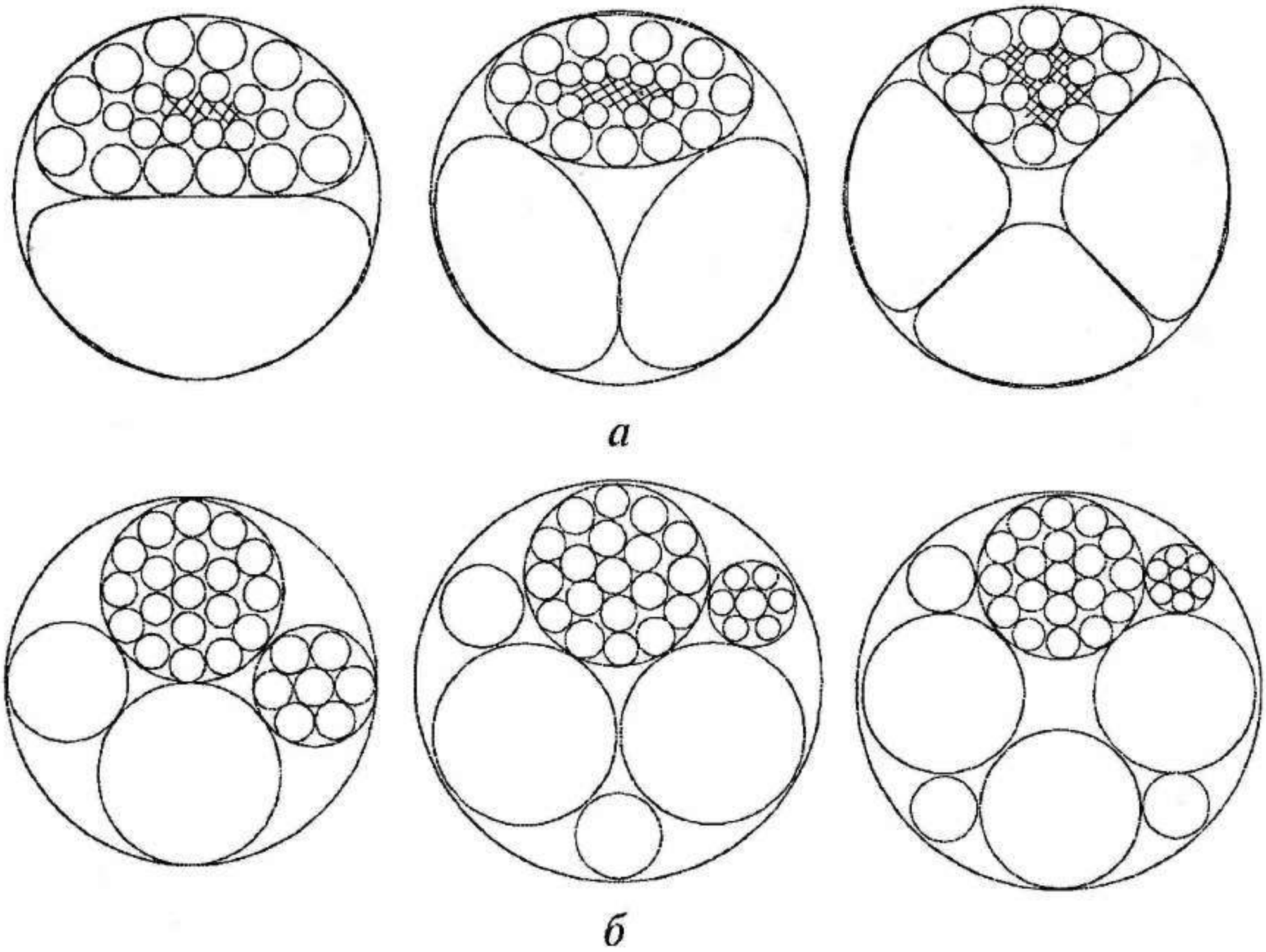
При свободном растяжении каната крестовой свивки в нем возникает крутящий момент M, обусловленный свивкой прядей в канат, а в самих прядях – противоположные моменты m, вызванные свивкой проволок в прядь (см. рис. 6.1, *б*). При определенном соотношении параметров свивки прядей и каната возможно выполнение условия $M = \Sigma m$ и в этом случае канат будет некрутящимся. Возможность реализации этого принципа показана в работе [6], где приведено условие уравновешивания крутящих моментов

$$c_0 / a_0 = r_0 tg\beta_0. \qquad (6.11)$$

В этой формуле левая часть зависит только от конструкции пряди, а правая – от конструкции каната. Для стандартных канатов левая часть значительно меньше правой и для обеспечения уравновешенности каната пришлось бы выходить далеко за рамки принятых параметров свивки. Так, в шестипрядном канате угол свивки проволок в прядь по формуле (6.11) должен быть в три раза больше угла свивки прядей в канат, что ухудшает качество каната.

Однако при числе прядей менее шести соотношение параметров по формуле (6.11) оказывается более приемлемым благодаря уменьшению величины r_0 в правой части. Наиболее перспективны в этом отношении 3- и 4- прядные канаты.

Малопрядные канаты имеют малую опорную поверхность, что снижает их выносливость при работе на блоках и барабанах. Этот недостаток может быть уменьшен применением в канате фасонных (рис.6.3,*а*) или пластически обжатых прядей, а также введением заполняющих прядей (рис. 6.3,*б*).



а

б

Рис. 6.3. Сечения малопрядных канатов:
а – фасоннопрядных; б – с заполняющими прядями

Введение заполняющих прядей несколько ухудшает уравновешенность каната. Вместо (6.11) в этом случае следует использовать условие

$$\begin{aligned}&(a_o r_o \sin\beta_o - C_o \cos\beta_o)\cos 2\beta_o + \\ &+(a_з r_з \sin\beta_з \pm C_з \cos\beta_з)\cos 2\beta_з = 0,\end{aligned} \qquad (6.12)$$

где индексы «о» и «з» соответствуют основной и заполняющей прядям; знак "плюс" принимать при односторонней, а "минус" – при крестовой свивке заполняющих прядей.

В большинстве случаев слагаемым $C_з \cos\beta_з$ можно пренебречь по малости.

Тогда, обозначив

$$\xi = \frac{a_з r_з \sin\beta_з \cos 2\beta_з}{a_o r_o \sin\beta_o \cos 2\beta_o},$$

из (6.12) находим

$$c_o / a_o = (1+\xi) r_o tg\beta_o. \qquad (6.13)$$

Для двухпрядного каната $\xi \approx 0{,}57$; для трехпрядного $\xi \approx 0{,}54$ и для четырехпрядного $\xi \approx 0{,}32$.

В табл. 6.2 приведены результаты расчета параметров свивки некрутящихся малопрядных канатов по формулам (6.11) и (6.13). Для упрощения

приняты конструкции прядей точечного касания 1+6+12 и 1+6+12+18. Для прядей линейного касания получаются близкие результаты.

Таблица 6.2.

Соотношение шагов свивки в некрутящихся канатах

Число прядей	Отношение h/H*	
	двухслойные пряди	трехслойные пряди
2	0,50/0,32	0,56/0,35
3	0,38/0,24	0,41/0,26
4	0,26/0,19	0,27/0,21

*) Числитель – канат без заполняющих прядей; знаменатель – канат с заполняющими прядями

С целью экспериментальной проверки полученных соотношений были изготовлены несколько малопрядных канатов с разными параметрами свивки (табл. 6.3), В программу испытаний для сравнения включен также трехслойный спиральный канат (образец №1).

Таблица 6.3.

Параметры свивки опытных канатов

Номер образца (рис. 6.4.)	Конструкция каната	d, мм	h/H	$h/d_{пр}$	H/d	ψ
1	1+6+6/6-18	3,75	-	-	10,0	0,223
2	4x19(1+6+6/6)	4,75	0,30	7,4	10,5	0,200
3	4x19(1+6+6/6)	5,10	0,20	5,0	10,3	-0,061
4	3x19(1+6+6/6)	4,75	0,30	6,9	10,5	0,036
5	3x19(1+6+6/6)	4,50	0,20	5,0	11,7	-0,282
6	3x19(1+6+6/6)+3x7(1+6)	4,75	0,30	6,9	10,5	0,150

Испытания на уравновешенность проводили путем постепенного нагружения образца свободно подвешенным грузом и замера угла поворота подвески. Нагружение во всех случаях доводили до двухкратного запаса прочности.

Результаты опытов приведены на рис. 6.4 в виде зависимостей $\theta(\sigma_p)$. Обозначения кривых соответствуют табл. 6.3. Там же для сравнения пункти-

ром нанесена опытная кривая для каната 6х37(1+6+12+18)+о.с. крестовой свивки диаметром 16 мм. Положительные значения θ соответствуют раскручиванию, отрицательные – закручиванию каната.

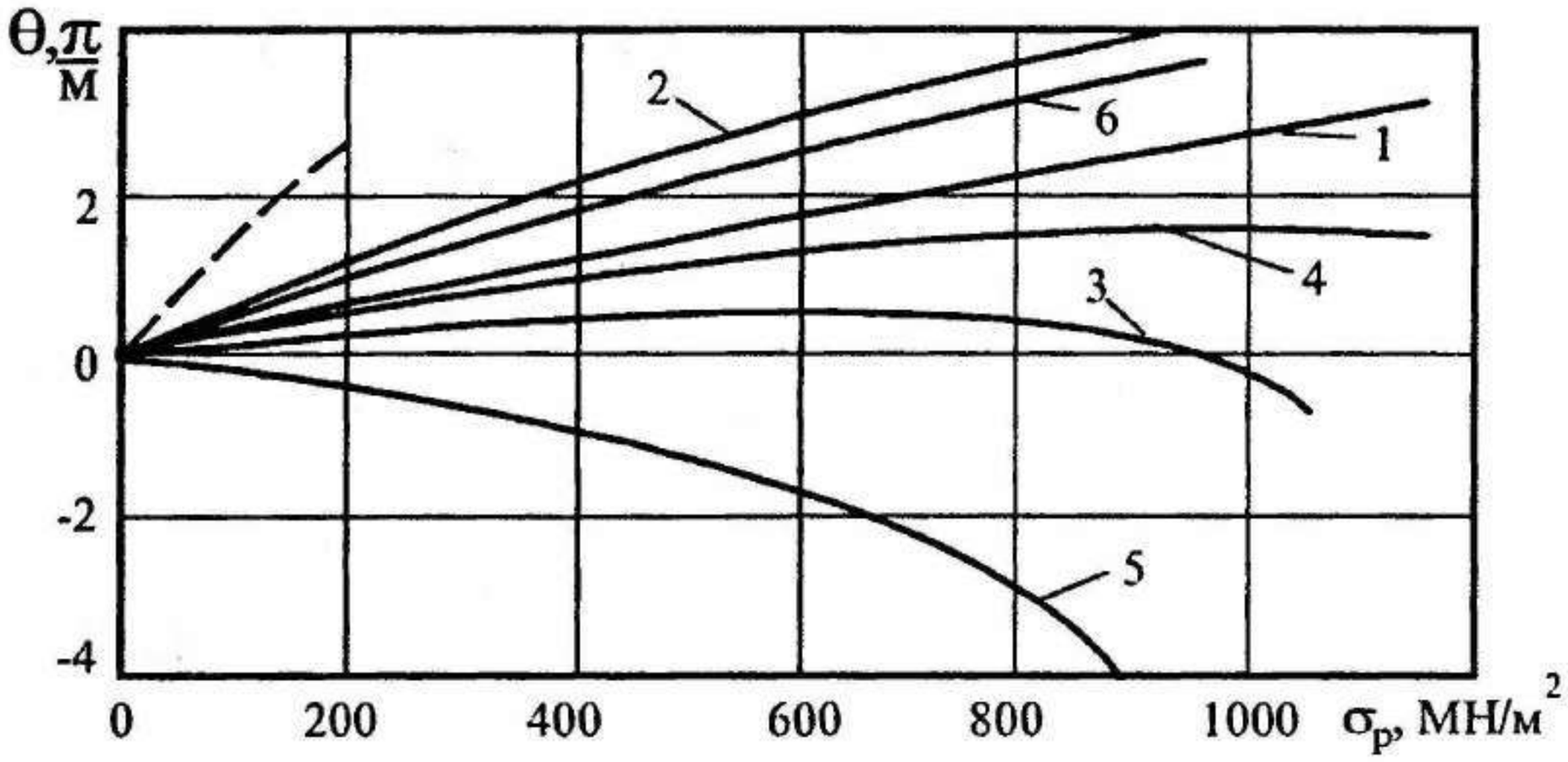


Рис. 6.4. Диаграммы кручения канатов при свободном растяжении

Как показали опыты, канат № 3 является практически некрутящимся, остальные могут быть отнесены к категории малокрутящихся.

Отметим одно важное наблюдение. При испытаниях малопрядных канатов на свободное растяжение не обнаружено такого сильного влияния внутреннего трения, как это отмечено выше для многопрядных канатов. Очевидно, основную роль в этом смысле играет трение между слоями прядей в многопрядном канате.

Поэтому при проектировании малопрядных некрутящихся канатов следует стремиться к выполнению условия $\psi = 0$.

Проектирование идеально уравновешенного малопрядного каната, который при нагружении вел бы себя аналогично монолитному стержню во всем диапазоне нагрузок, представляет собой сложную задачу в связи с неизбежным отклонением некоторых конструктивных параметров каната от расчетных. В частности, при нагружении каната происходит изменение его параметров свивки, учет которого резко усложняет задачу. По этой причине опыты указывают на наличие некоторого сдвига условия идеальной уравновешенности $(\theta = 0)$ в область отрицательных значений коэффициента неуравновешенности ψ. Так, канат № 3, для которого расчетное значение $\psi = -0{,}061$, все же испытывает небольшое раскручивание при напряжениях растяжения до 980 МН/м^2.

Поэтому в тех случаях, когда необходимо полностью исключить раскручивание каната, целесообранно заранее проектировать его на некоторое отрицательное значение коэффициента ψ. Для этого достаточно уменьшить на 10–20 % расчетное значение h/H, приведённое в табл.6.2.

Интересно отметить, что при необходимости может быть получен канат с гарантированным закручиванием при свободном подвесе груза (канат № 5).

Положительными качествами такого каната является повышение его структурной устойчивости и уменьшение удлинения под нагрузкой.

С целью сравнительной оценки эксплуатационных качеств были также проведены испытания опытных канатов № 4 и 6 при двухкратном запасе прочности на пробежной машине. Как и предполагалось, канат с заполняющими прядями (№ 6) обладает на 25-30 % большей выносливостью, чем канат без заполняющих прядей.

Малопрядные канаты значительно проще некрутящихся канатов других типов, кроме того, они обладают высокой структурной устойчивостью. Поэтому их применение взамен дорогостоящих многослойных некрутящихся канатов в определенных случаях оказывается весьма эффективным. Это относится, в первую очередь, к аэростатным, буйковым, ваерным, проходческим и другим канатам аналогичного назначения.

2. Равнонапряженные канаты

Эффективность применения подъемных канатов с металлическим сердечником (многослойных) зависит от их конструктивного исполнения. Наблюдаемые структурные дефекты в таких канатах являются следствием нарушения совместности деформаций элементов каната [6, 52]. Это связано, прежде всего, с тем, что многослойные канаты очень чувствительны к кручению, которое вызывает неблагоприятное перераспределение нагрузок между слоями элементов каната.

В работах [9, 52, 76] рассматривается принцип построения многослойного каната, исходя из равенства удлинений его элементов при кручении. Ниже приведено обобщение и развитие этого принципа в результате решения общей задачи построения многослойного каната, нечувствительного к кручению в отношении распределения нагрузки между его элементами [15].

Решение задачи будем строить на основе линейных уравнений (5.7). Запишем силовые факторы в *i*-том элементе каната

$$T_i = A_i\varepsilon + C_i\theta; \quad M_i = C_i\varepsilon + B_i\theta. \tag{6.14}$$

При чистом растяжении каната $(\theta = 0)$ распределение осевой нагрузки между его элементами определяется соотношением $T_i = A_i\varepsilon$. Так как осевая деформация относится к канату в целом, то нагрузка T_i распределяется пропорционально продольным жесткостям A_i его элементов. При этом по сечению каната соблюдается условие

$$T_i / A_i = \varepsilon = const\,. \tag{6.15}$$

В свете поставленной задачи можно предусмотреть, чтобы конструкция каната обеспечивала выполнение этого условия при любых сочетаниях продольных ε и крутильных θ деформаций, что согласно (6.14) запишется так

$$\frac{T_i}{A_i}=\varepsilon+\frac{C_i}{A_i}\theta=const.$$

Так как величины ε и θ являются общими, то решение этой задачи сводится к выполнению следующего конструктивного условия

$$\frac{C_i}{A_i}=const. \qquad (6.16)$$

Суммарные коэффициенты жесткости каната

$$A=\sum_i^n A_i; \quad C=\sum_i^n C_i,$$

где суммирование ведется по всем n элементам каната. Поэтому при соблюдении условия (6.16) имеет место равенство $C_i / A_i = C / A$.

Рассмотрим теперь свободное кручение каната, когда $T=0$, $M\neq 0$, и согласно (5.7) для каната в целом

$$\varepsilon=-\frac{C}{A}\theta. \qquad (6.17)$$

Эта формула вытекает из уравнений (5.7), которые выведены в предположении, что все элементы по торцам деформируемого отрезка калната скреплены между собой жестко и поэтому испытывают общие деформации ε и θ.

Если же элементы каната не скреплены между собой, то при кручении их осевые деформации в общем случае получаются различными $\varepsilon_i=\frac{C_i}{A_i}\theta$, а при соблюдении условия (6.16) – одинаковыми

$$\varepsilon_i=-\frac{C_i}{A_i}\theta=const.$$

Отсюда становится ясным физический смысл условия (6.16), как условия конструктивной совместности свободных деформаций нескрепленных между собой элементов каната, т.е. при выполнении условия (6.16) все элементы каната деформируются совместно, независимо от того, скреплены или не скреплены они между собой по концам каната. Если условие (6.16) не выполняется, то совместность деформаций элементов каната обеспечивается только их скреплением между собой по концам каната.

Последнее вытекает из первой формулы (6.14), которая согласно (6.17) принимает такой вид

$$T_i = A_i\left(\frac{C_i}{A_i} - \frac{C}{A}\right)\theta.$$

Отсюда при выполнении условия (6.16) имеем $T_i = 0$.

При растяжении каната свободно подвешенным грузом ($M = 0, T \neq 0$) происходит раскручивание каната и неблагоприятное перераспределение нагрузки между его элементами согласно (5.7) и (6.14) по закону

$$T_i = \frac{T}{AB - C^2}(BA_i - CC_i). \qquad (6.18)$$

Однако при соблюдении условия (6.16) закон распределения нагрузки становится таким же, как и при чистом растяжении каната (6.15) без раскручивания, т.е.

$$\frac{T_i}{A_i} = \frac{T}{AB - C^2}\left(B - \frac{C_i}{A_i}C\right) = const$$

В этом можно усмотреть основное преимущество многослойных канатов, вытекающее из условия (6.16).

Для подтверждения изложенного рассмотрим экспериментальные данные. В работе [52] представлен следующий эксперимент.Двухслойный канат подвергался раскручиванию с последующим растяжением. Так как при раскручивании наружный слой прядей выключался из работы, то при растяжении каната вначале работал только внутренний слой прядей. Наружный слой включался в работу только после достижения определенного значения растягивающей нагрузки T_0 , величина которой оказалась пропорциональной степени начального раскручивания каната θ_0 .

Поэтому диаграмма растяжения такого каната $T - \varepsilon$ претерпевала излом в точке T_0 при включении в работу наружного слоя прядей (рис.6.5), причем согласно [6]

$$T_0 = A_1\left(\frac{C}{A} - \frac{C_2}{A_2}\right)\theta_0$$

при хорошем согласовании с указанными экспериментами.

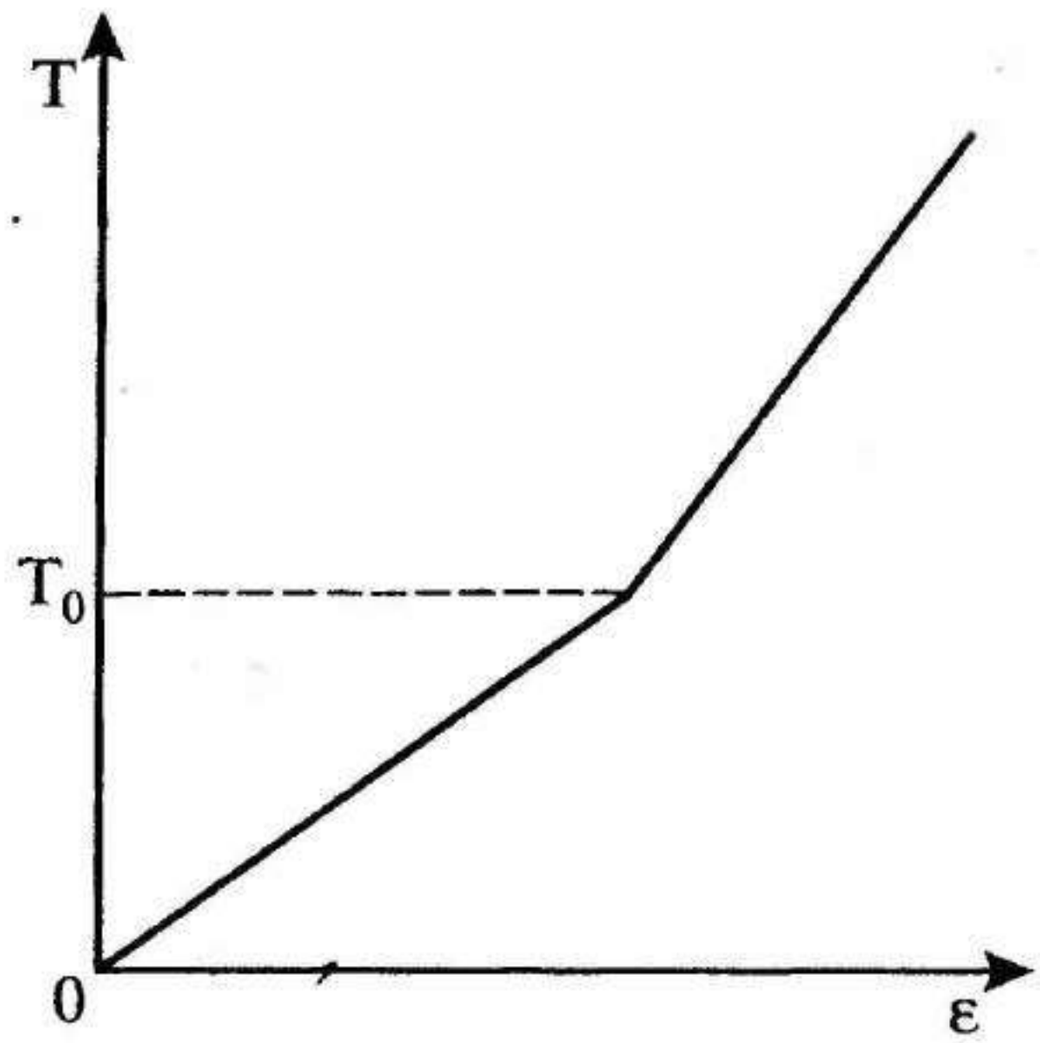


Рис. 6.5. Диаграмма растяжения предварительно раскрученного каната

Из этой формулы видно, что при выполнении условия совместности (6.16) $T_0 = 0$, т.е. при раскручивании каната наружный слой прядей не выключается из работы и излом диаграммы растяжения не происходит, канат получается малочувствительным к раскручиванию.

В практике известны также многослойные канаты, которые построены по принципу линейного касания прядей, т.е. с одинаковым шагом свивки [52, 88]. Условие совместности деформаций (6.16) для них, очевидно, не выполняется. Поэтому такие канаты можно рекомендовать только на те объекты, где канат строго не подвергается кручению, например, расчалки стрелы, ванты и т.п.

Рассмотрим конкретную реализацию условия совместности (6.16). Коэффициенты жесткости слоя прядей (5.8) возьмем в упрощенном виде

$$A = ma_0 \cos^3 \beta;\ C = m\left(a_0 r_0 \sin\beta \cos^2 \beta + c_0 \cos^5 \beta\right)$$

Отношение

$$\mu = \frac{C}{A} = r_0 tg\beta + \frac{c_0}{a_0}\cos^2 \beta \qquad (6.19)$$

и тогда условие (6.16) принимает вид

$$\mu_i = const\ . \qquad (6.20)$$

Из выражения (6.19) следует, что для выполнения условия совместности (6.20) слои прядей должны свиваться в одном направлении. Кроме того, так как радиусы слоев r_{0i} отличаются существенно, для уменьшения разницы углов их свивки внутренний слой прядей должен иметь одностороннюю, а наружный – крестовую свивку. Тогда второй член в формуле (6.19) будет отрицательным для наружного слоя и положительным – для внутреннего.

Оставляя в формуле (6.19) только первый член, получаем известное ранее [9] условие совместности

$$r_{0i}^2 / H_i = const, \qquad (6.21)$$

где H_i шаг свивки слоя прядей.

Таким образом, в более общем виде условия совместности (6.19) и (6.20) не только уточняют расчет по сравнению с (6.21), но и дают возможность установить связь между углами и направлениями свивки элементов каната.

В формуле (6.19) коэффициенты жесткости пряди упрощенно определяются по (5.8)

$$a_0 = \sum_i^n \left(EF\cos^2\alpha\right)_i; \quad c_0 = \sum_i^n \left(EFr\sin\alpha\cos^2\alpha\right)_i. \qquad (6.22)$$

Расчет этих коэффициентов можно еще упростить следующим образом.

Пряди линейного касания обладают высокой плотностью заполнения металлом. Углы свивки слоев проволок распределяются по сечению пряди из условия равенства шагов свивки. Это дает возможность рассматривать прядь как сплошной круглый стержень с винтовой изотропией свойств. Исходя из этих допущений, в работе [10] получены такие значения коэффициентов жесткости

$$a_0 = \frac{\pi}{4} Ed^2 \cos^2\alpha_0; \; c_0 = -\frac{\pi}{8} Ed^3 \left(2\ln\cos\alpha_0 + \sin^2\alpha_0\right) ctg^3\alpha_0.$$

Отсюда после упрощений имеем

$$\frac{c_0}{a_0} = -\frac{1}{8} d\left(1+\cos^2\alpha_0\right) ctg\alpha_0.$$

Для прядей точечного касания, полагая с целью упрощения все проволоки одинаковыми и свитыми, за исключением центральной, с углом свивки наружного слоя проволок α , из выражения (6.22) получаем

$$\frac{c_0}{a_0} = \frac{tg\alpha}{n} \sum_1^p m_i r_i \,,$$

где p – число слоев проволок в пряди, не считая центральной; m – число проволок в слое.

Углы свивки α_0 и α связаны соотношением

$$tg\alpha_0 = \left(d/2r\right) tg\alpha = \pi / k$$

(k – кратность свивки пряди).

Точное выполнение условия (6.20) не всегда практически достижимо. Поэтому введен следующий критерий

$$\Delta = \frac{\mu_2 - \mu_1}{\mu_2 + \mu_1}, \qquad (6.23)$$

где μ_1 и μ_2 – значения величины (6.19) соответственно для сердечника и наружного слоя прядей.

Допустимое значение Δ назначается при конструировании канатов. Однако для разработки конкретных рекомендаций по выбору этой величины необходимо провести дополнительные исследования, в частности, изучить ее влияние на эксплуатационные качества канатов – их прочность и долговечность.

Для предварительных оценок рассмотрим растяжение каната свободно подвешенным грузом, когда неуравновешенный канат испытывает на практике наибольшее кручение. Распределение нагрузки по слоям каната описывается при этом формулой (6.18). Отсюда, выражая нагрузку в слоях через их относительные удлинения ε_i, для двух смежных слоев прядей получим

$$\lambda = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} = \frac{B - \mu_1 C}{B - \mu_2 C}.$$

Это выражение совместно с (6.23) дает возможность связать величины λ и Δ в зависимости от параметров свивки слоев прядей посредством (6.19).

На рис. 6.6 для примера приведены результаты расчета для каната конструкции 6x19(1+6+6/6)+6x7(1+6)+1 о.с. при различных кратностях свивки слоев прядей K (сплошные линии соответствуют λ, штриховые – Δ). Здесь же звёздочкой отмечено значение λ при стандартных параметрах свивки каната ($K_1 = K_2 = 6{,}5$).

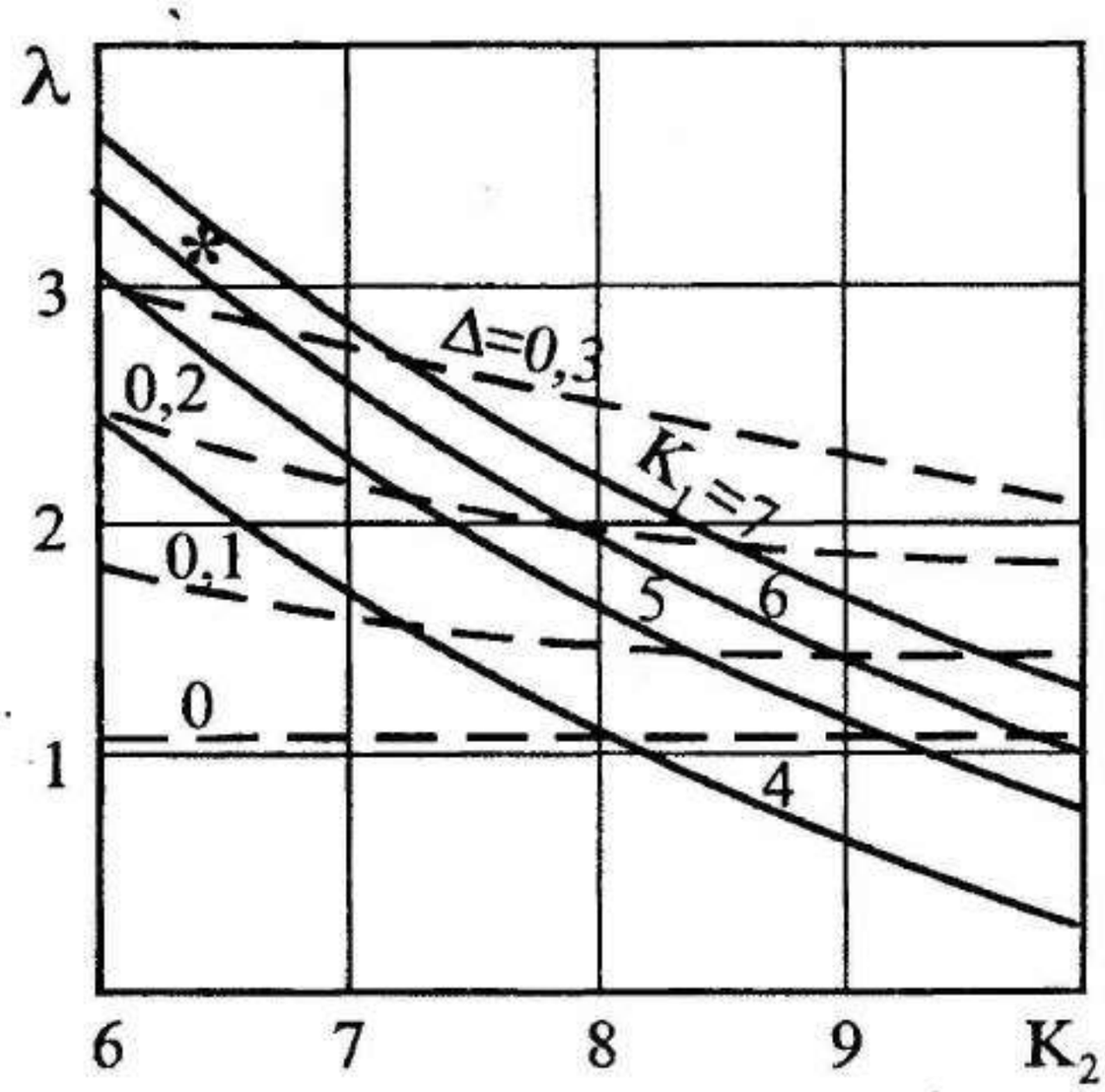


Рис. 6.6. Зависимость параметра λ от кратностей свивки слоёв прядей в двухслойном канате

Как видно из рис. 6.6, в стандартном канате сердечник перегружен по сравнению с наружным слоем прядей примерно в три раза, что подтверждается наблюдаемыми при эксплуатации обрывами сердечника в таких канатах. При этом критерий $\Delta > 0{,}3$.

Принимая, например, $K_1 = 5{,}0$ и $K_2 = 7{,}5 \div 8{,}0$ $(\Delta = 0{,}15 \div 0{,}11)$, перегрузку сердечника можно уменьшить до значения $\lambda = 1{,}5 \div 1{,}9$, т.е. почти вдвое по отношению к стандартному канату.

На этом принципе были построены, в частности, канаты диаметром 24 мм конструкции 8х19(1+6+6/6)+6х7(1+6)+1о.с. по ТУ 14–288–16–76 (кратности свивки: $K_1 = 5$; $K_2 = 8$). При испытаниях на разрыв по схеме свободного растяжения преждевременный разрыв сердечника в таких канатах не наблюдался. Следовательно, как и предполагалось, кручение не вызывает в них перераспределения нагрузки по сечению. Испытания канатов на портальных кранах показали увеличение стойкости в $1{,}25 \div 1{,}5$ раза по сравнению с канатами, выполненными по ГОСТ 7669.

Таким образом, предлагаемый принцип конструирования дает возможность сделать канаты малочувствительными к кручению, что повышает их прочность, структурную устойчивость и долговечность. Особенно целесообразно конструировать таким образом канаты с металлическим сердечником и многослойные для высоконагруженных многократных полиспастных систем и в других случаях работы каната с принудительным кручением, а также шахтные подъемные (см. также п. 8 гл. V).

3. Равнопрочные канаты

При работе каната в вертикальном отвесе большой длины его вес отрицательно сказывается на эффективности использования технического устройства. Например, в шахтном подъеме при глубине ствола 1 км вес канатов достигает 50% и более от веса полезного груза. В аэростатных и буйковых системах вес каната существенно влияет на тактико-технические параметры системы. Можно утверждать, что при длине каната 1 км и более (а иногда и менее) всегда следует рассматривать вопрос о возможности уменьшения собственного веса каната.

Важной характеристикой каната в рассматриваемых условиях является его разрывная длина, равная отношению агрегатной прочности к весу единицы длины. Здесь следует заметить, что такое определение разрывной длины нужно считать условным, так как, в принципе, необходимо принимать в расчет не агрегатную, а конструкционную прочность в заданных условиях эксплуатации.

Проблема уменьшения веса каната решается путем изменения его несущего сечения по закону равнопрочности.

Для стационарно устанавливаемых канатов буйковых станций и в некоторых других случаях применяют ступенчатые канаты, получаемые соединением нескольких канатов разного диаметра. Обычно применяют четыре ступени с соотношением длин (отсчитывая сверху) 1,0:1,5:2,5:5,0 или три ступени – 1,5:3,5:5,0.

Для канатов, наматываемых на барабан и работающих на блоках и шкивах, ступенчатая конструкция мало пригодна. В этом случае более применим равнопрочный канат постоянного диаметра с легким заполнителем [21, 22], в котором переменная прочность и вес достигаются постепенной заменой несущих стальных проволок заполняющими элементами из легких материалов, например, из алюминия.

Суммарная площадь несущих проволок в произвольном сечении равнопрочного каната

$$F(x)=\frac{F_0}{\gamma-\rho}\left(\gamma e^{-kx}-\rho\right),$$

площадь заполняющих проволок

$$F_1(x)=\frac{F_0\gamma}{\gamma-\rho}\left(1-e^{-kx}\right),$$

где γ и ρ – удельные веса несущих и заполняющих проволок, соответственно; F_0 – суммарная площадь сечения всех проволок каната в верхнем сечении; $k=(\gamma-\rho)/[\sigma]$; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения для несущих проволок.

Координату замены i-той несущей проволоки заполняющей, отсчитываемую от верхнего сечения каната, определяют так

$$x_i=\frac{\sigma}{\gamma-\rho}\ln\frac{F_0\gamma}{F_0\gamma-(\gamma-\rho)F_{1i}},$$

где F_{1i} – суммарная площадь замененных проволок, включая i-тую.

Порядок замены проволок определяется в каждом конкретном случае из конструктивных соображений. В частности, целесообразно сохранять симметрию оставшихся несущих проволок относительно оси каната, чтобы не вызвать несимметричное растяжение и штопорообразную деформацию каната. С этой целью можно производить замену парами симметрично расположенных в сечении проволок. Можно также заменять сразу несколько тонких несущих проволок одной заполняющей [23].

Вес равнопрочного каната с легким заполнителем длиной L

$$G_\ell=[\sigma]F_0\frac{\gamma}{\gamma-\rho}\left(1-e^{-kL}\right).$$

На рис. 6.7 приведены результаты расчета веса каната диаметром 39,0мм по ГОСТ 7669 в обычном и в равнопрочном исполнениях с алюминиевыми заполняющими проволоками.

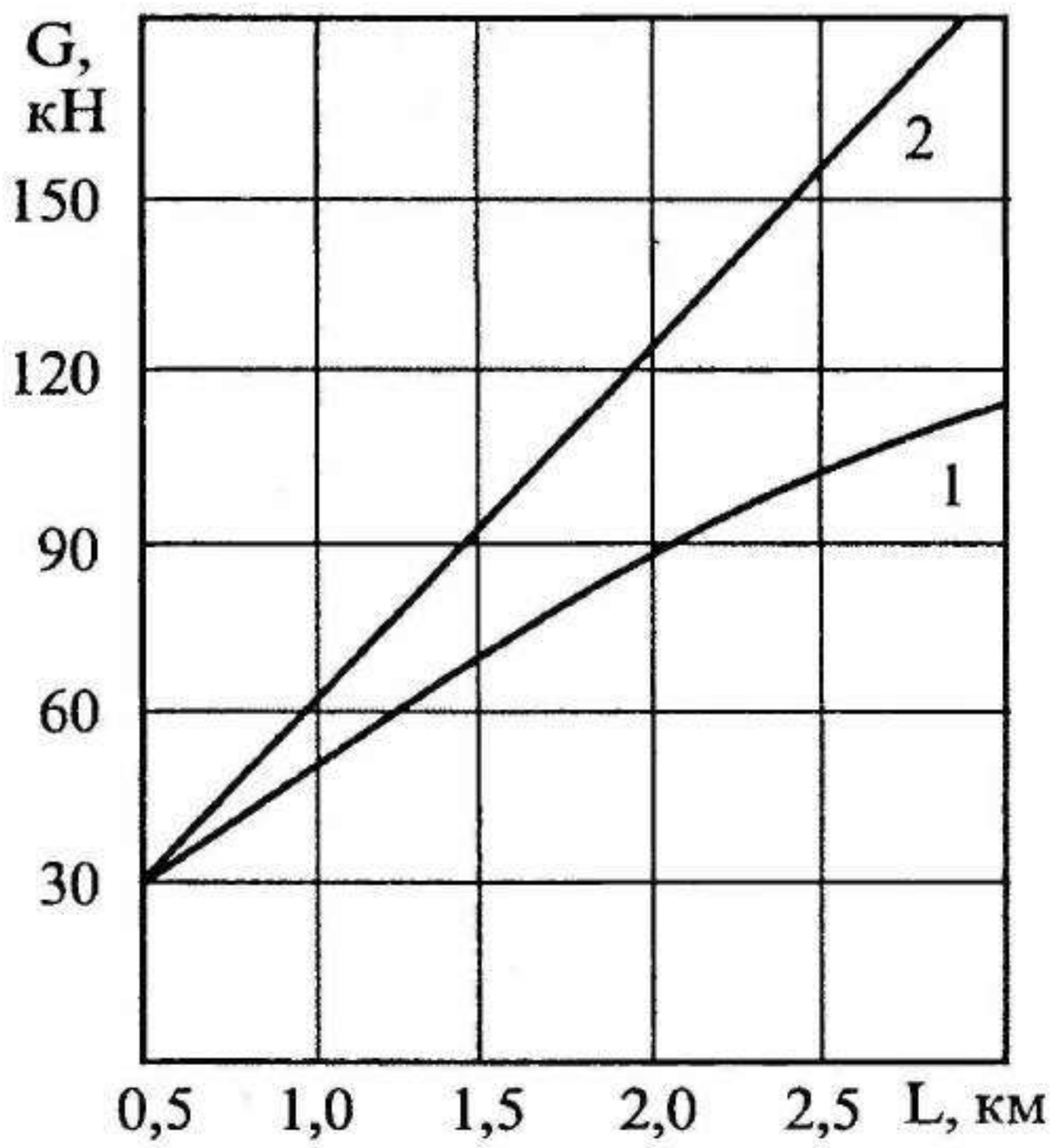


Рис. 6.7. Зависимость веса каната от длины вертикального подвеса:
1 – равнопрочный сталеалюминиевый;
2 – стандартный канат

Разрывная длина равнопрочного каната

$$L_p = \frac{\sigma_в}{\gamma - \rho} \ln \frac{\gamma}{\rho}.$$

На рис. 6.8 показана зависимость разрывной длины от временного сопротивления несущих проволок для сталеалюминиевого каната. Как видим, равнопрочный сталеалюминиевый канат может иметь разрывную длину в 1 ,9 раза большую,чем однородный канат.

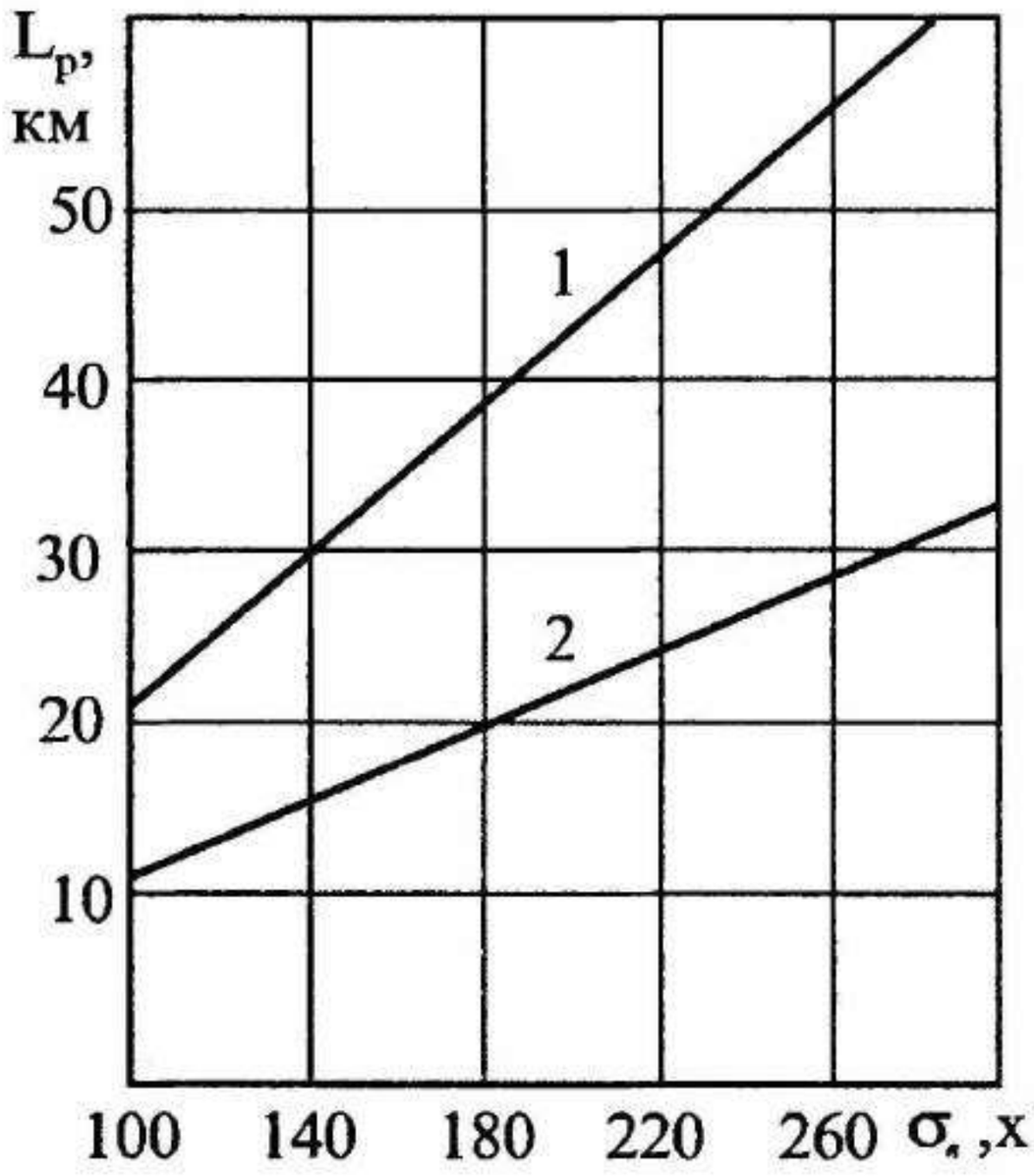


Рис. 6.8. График зависимости разрывной длины от временного сопротивления несущих проволок:
1 – сталеалюминиевый равнопрочный канат:
2 – стальной канат

Приближающийся к равнопрочному канат постоянного диаметра можно получить также путем постепенного удаления части несущих проволок, отсутствие которых не приводит к потере структурной устойчивости прядей определенных конструкций. Другой вариант заключается в ступенчатом изменении формы поперечного сечения элементов каната, например, по схеме скругленный треугольник–круг–овал, при одновременном уменьшении заполнения их сечения металлом и сохранении диаметра каната постоянным [49].

Изложенные здесь принципы построения равнопрочных канатов постоянного диаметра весьма трудоемки в практической реализации, поэтому они пока не получили промышленного внедрения. Всё же сталеалюминиевый канат большой длины по ТУ 14–173–113–77 был изготовлен на Белорецком металлургическом комбинате и успешно использован в качестве аэростатного троса в изделии спецтехники.

Использование равнопрочных канатов постоянного диаметра может быть технически обоснованным при длине вертикального отвеса 1 км и более. Его следует рассматривать как невостребованный пока резерв повышения эффективности и тактико-технических параметров уникальных технических устройств, например, сверхглубокого шахтного подъема, антенно-аэростатных систем и т.п.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Белая Н.М., Прохоренко А.Г.** О пределах выносливости несущих канатов// Изв. ВУЗов. Лесной журнал. 1974. № 5. С. 35–40.

2. **Белая Н.М., Прохоренко А.Г.** Технические условия использования канатов подвесных лесотранспортных установок и повышение сроков их службы. – Львов: ЛЛТИ, 1975. – 20 с.

3. **Беркман М.Б. и др.** Подвесные канатные дороги. – М.: Машиностроение, 1984. С. 264.

4. **Борохович А.И., Королев В.Д.** Оценка гибкости канатов по величине суммарной работы на изгиб// Изв. ВУЗов. Горный журнал. 1970. № 2. С. 115–117.

5. **Букштейн М.А.** Производство и использование стальных канатов. – М.: Металлургия, 1973. – 360 с.

6. **Глушко М.Ф.** Стальные подъемные канаты. – Киев: Техника, 1966. – 327 с.

7. **Глушко М.Ф., Похольченко А.С.** Расчет диаметра металлического сердечника в стальных канатах// Сталь. 1967. № 12.

8. **Глушко М.Ф., Чиж А.А.** О дифференциальных уравнениях движения шахтного подъемного каната// Прикладная механика. 1969. т. 5. Вып. 12. С. 17–23.

9. **Глушко М.Ф., Дроздов Н.И.** К построению многослойных канатов и прядей// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1972. Вып.9. С. 44–49.

10. **Глушко М.Ф., Скалацкий В.К.** Вопросы расчета, механические испытания и сравнительная оценка круглых обжатых прядей// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1965. Вып. 2. С. 172–180.

11. **Глушко М.Ф.** О прочности двухслойных некрутящихся канатов// Безопасность труда в промышленности. 1975. № 4. С. 46–49.

12. **Глушко М.Ф., Козаченко В.Д.** Критерий оптимизации параметров стальных канатов двойной свивки// Черная металлургия: Бюлл. НТИ. 1968. №6. С. 49–50.

13. **Глушко М.Ф., Шилин И.А.** Исследование технологии изготовления трехграннопрядных канатов методом проката круглых прядей// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1964. Вып. 1. С. 131–138.

14. **Глушко М.Ф,, Шкарупин Б.Е., Штаркман Э.М., Якобсон А.И.** Аналитический расчет геометрических параметров каната// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника. 1971. Вып. 8. С. 3–13.

15. **Глушко М.Ф., Шкарупин Б.Е., Малиновский В.А.** Конструирование канатов с металлическим сердечником// Металлургическая и горнорудная промышленность. 1980. №1. С. 22–24.

16. **Глушко М.Ф., Малиновский В.А., Чиж А.А., Шигарина Л.И.** Расчет напряжений в шахтных подъемных канатах// Горный журнал. 1982. Вып. 9. С. 95–98.

17. **Глушко М.Ф., Закржевский А.И.** Теоретическое обоснование технологии изготовления трехграннопрядных канатов методом винтовой прокатки прядей. – В кн.: Эффективные технологические процессы метизного производства. – М.: Металлургия, 1984. – С. 37–41.

18. **Глушко М.Ф., Закржевский А.И., Захрямин А.Д.** Технология изготовления трехграннопрядных канатов методом винтовой прокатки прядей// Сталь. 1979. № 4 С. 293– 295.

19. **Глушко М.Ф., Закржевский А.И., Захрямин А.Д.** Новые типы трехграннопрядных канатов для шахтного подъема// Уголь Украины. 1979. № 7. С. 27–28.

20. **Глушко М.Ф., Скалацкий В.К., Захрямин А.Д.** Интенсификация производства на базе новой технологии изготовления малопрядных канатов// Сталь. 1983. № 3. С. 60–61.

21. **Глушко М.Ф.** Равнопрочный проволочный канат. – А.с. 393952. – МКИ ДО7В 1/10.

22. **Глушко М.Ф., Савков В.И.** К расчету и конструированию равнопрочных канатов// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1973. Вып. 10. С. 12–17.

23. **Глушко М.Ф., Малиновский М.А., Савков В.И. и др.** Равнопрочный проволочный канат. – А.с. 581180 - МКИ Д07В 1/10. Бюл. № 43. 1977.

24. **Гончаренко Н.Н.** Экспериментальное определение конструктивного коэффициента канатов. – В кн.: Многоканатный подъем. – Углетехиздат, 1957.

25. **Горшков И.А., Махорин К.И.** Передача грузов в море. – Л.: Судостроение, 1977. – 256 с.

26. **Грэй Э., Мэтьюз Г.Б.** Функции Бесселя и их приложение к физике и механике. – М.: ИЛ, 1949.

27. **Динник А.Н.** Статьи по горному делу. – Углетехиздат СССР. – 1957,

28. **Егоров В.Д. и др.** Производство канатов. – М.: Металлургия, 1980. – 100 с.

29. **Емельянов В.Г.** Формирование пластически обжатых прядей из некруглых заготовок// Технический прогресс в метизном производстве: Науч. тр./ М.: Металлургия, 1977. № 6. С. 57–61.

30. **Емельянов В.Г.** Исследование процесса и технологии пластического обжатия прядей в монолитной волоке. – Автореф. дис. ...канд. техн. наук. – Магнитогорск. – 1976. – 22 с.

31. **Житков Д.Г., Поспехов И.Т.** Стальные канаты для подъемно-транспортных машин. – М.: Металлургиздат, – 1953. – 391 с.

32. **Каудерер Г.** Нелинейная механика/ Пер. с нем. Я.Г. Пановко. – М.: ИЛ, 1961. – 777 с.

33. **Киршанков А.Т., Морозовский Е.К., Ухов А.В.** Жесткость закрытых канатов при свободном изгибе// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1970. – Вып. 7. С. 108–110.

34. **Коваленко Н.И.** Модуль упругости и факторы стойкости проволочных канатов. – Изд. Днепропетровского металлургического института, – 1958. – 44 с.

35. **Ковалев Н.В., Плюксне Н.И.** Методика определения жесткости проволочных канатов // Заводская лаборатория. 1955. № 1.

36. **Ковальский Б.С. , Жиряков А.И.** Модуль упругости каната двойной свивки// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1970. Вып. 7. С. 61–64.

37. **Ковальский Б.С., Жиряков А.И.** Внутреннее трение при колебаниях каната// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1968. Вып. 7. С. 84–93.

38. **Козаченко В.Д.** Волновые характерстики долговечности и оптимизация параметров свивки крановых канатов. – Автореф. дисс. канд. техн. наук – Харьков. – 1979. – 17с.

39. **Колчин А.И.** Стальные канаты. – М.: Машгиз, 1950. – 104 с.

40. **Королев В.Д.** Канатное производство. – М.: Металлургия, 1980, 256 с.

41. **Кононенко Л.А.** Разработка рациональных конструктивных параметров, обеспечивающих надежность и долговечность подъемных канатов с металлическим сердечником для грузоподъемных машин. Автореф. дисс. канд. техн. наук, Харьков. – 1985. – 28 с.

42. **Малеванный А.Н.** Исследование упругих характеристик стальных канатов, применяемых в промышленности строительных материалов и конструкций. – Автореф. дисс. канд. техн. наук. – Харьков. – 1974, – 24 с.

43. **Малиновский В.А., Шигарина Л.И.** Напряженное состояние проволок при растяжении каната. Деп. в ЦНИИЧерметинформация. Библ. указат. ВИНИТИ. 1981. № 11. С. 107.

44. **Малиновский В.А.** Исследование внутренних силовых факторов в прядях стальных канатов при их круговом пластическом обжатии. – Автореф. дисс. канд. техн. наук, Одесса. – 1972.

45. **Малиновский В.А., Ваньков В.А.** Влияние внутреннего трения и жесткостных параметров на затухание штопора при несимметричном растяжении стального каната. Деп. в ЦНИИЧерметинформация. Библ. указат. ВИНИТИ. 1983. № 10. С. 125.

46. **Малиновский В.А., Лобыничев И.А., Ваньков В.А.** Исследование влияния прочностных характеристик проволок на агрегатную прочность канатов при разрыве на блоках. Деп. в ЦНИИЧерметинформация. Библ. указат. ВИНИТИ. 1985. № 2. С. 168.

47. **Малиновский В.А., Кобяков Ю.В., Овчаренко В.М.** Прядепроволока и её механические свойства// Технический прогресс в метизном производстве. М.: Металлургия, 1981. – С. 32–35.

48. **Малиновский В.А., Кобяков Ю.В.** Продольная жесткость обжатых прядей. – В кн.: Повышение эффективности и качества метизных изделий. – М.: Металлургия, 1981. – С. 41–43.

49. **Малиновский В.А., Захрямин А.Д., Савков В.И., Закржевский А.И.** Проволочный канат. – А.с. 682587 – МКИ Д07В 1/10. Бюл. № 32. 1979.

50. **Малиновский В.А., Чиж А.А., Пригода А.А.** Механика прямого каната с учетом несимметричнного растяжения// Стальные канаты: Науч. тр. Киев, "Лыбидь", 1991. С. 12-26.

51. **Мосийчук К.А.** Исследование работы сил трения в проволочных канатах// Вопросы механики: Науч. тр./ Институт горного дела им. Федорова, 1961. Т. 12. С. 142–151.

52. **Нестеров П.П.** Многослойные канаты с линейным касанием прядей для многоканатного подъема. – В кн.: Многоканатный подъем в горной промышленности. – М.: Госгортехиздат, 1960.

53. **Нестеров П.П.** Исследование характеристик канатов различных конструкций применительно к многоканатному подъему. – В кн.: Многоканатный подъем. – М.: Углетехиздат, 1958.

54. **Павленко Г.Л.** Модуль упругости стальных подъемных канатов// Горный журнал. 1948. № 5.

55. **Пановко Я.Г.** Об учете гистерезисных потерь в задачах прикладной теории упругих колебаний// ЖТФ. Вып. 3. 1953.

56. **Пеньков О.М. и др.** Про динамічний модуль пружності стальних канатів// ДАН УССР, 1962.

57. **Пономорев С.Д., Андреев Л.И.** Расчет упругих элементов машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1980. – 325 с.

58. **Пономарев С.Д.** Жесткость и прочность многожильных пружин сжатия. – В кн.: Динамика и прочность машин. – М.: Изд. АН СССР, 1950. – С. 79–128.

59. ДНАОП 0.00–1.03–93. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – Киев; Харьков, 1994. – 267 с.

60. **Прокофьев В.И.** О действительной несущей способности монтажных тросов и их соединений// Строительная промышленность. 1956. № 7.

61. Прочность, устойчивость, колебания. Т.1/ Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 831 с.

62. Расчеты деталей машин и элементов сооружений/ Под ред. Б.С. Ковальского. – Харьков: ХВИКУ, 1971. Вып. 5. 135 с.

63. **Рахматулин Х.А.** О косом ударе по гибкой нити с большими скоростями при наличии трения// Прикладная математика и механика. Т. IX. Вып. 6. 1945. С. 449–462.

64. **Рахматулин Х.А.** Об ударе по гибкой нити// Прикладная математика и механика. Т. XI. 1947. С. 379–382.

65. **Рахматулин Х.А., Демьянов Ю.А.** Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. М.: Физматгиз, 1961. – 350 с.

66. **Ропай В.П., Бельмас И.В.** Экспериментальное определение изгибной жесткости троса в зависимости от его осевого натяжения// Изв. ВУЗов. Горный журнал. 1988. Вып. 12. С. 73–76.

67. **Савин Г.Н., Горошко О.А.** Динамика нити переменной длины (применительно к шахтным подъемам). – Киев: изд. АН УССР, 1962. – 831 с.

68. **Савков В.И.** Исследование и разработка конструкций равнопрочных канатов больших длин и особенности их работы на фрикционных лебедках: Автореф. дис.канд. техн. наук. – Днепропетровск, 1975. 26 с.

69. **Самарский А.Ф., Приходько В.М.** Зависимость жесткости стальных канатов при изгибе от осевой растягивающей нагрузки// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника. 1967. Вып. 4. С. 136–138.

70. **Сергеев С.Т.** Стальные канаты. – Киев: Техника, 1974. – 326 с.

71. **Скалацкий В.К., Соломкин Л.Д.** Методы определения степени пластического обжатия прядей. – В кн.: Повышение эффективности и качества метизных изделий. – М.: Металлургия, 1981. С. 50–54.

72. **Скалацкий В.К.** Круглые обжатые пряди и особенности технологии их изготовления// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника. Вып. 2. С. 245–253.

73. **Скалацкий В.К.** Интенсивная силовая обработка в производстве круглопрядных стальных канатов: Обзорная информация. Сер. Метизное производство/ Ин-т «Черметинформация». 1986. Вып. 3. 23 с.

74. **Сухинин В.И., Назаренко А.П.** Испытания канатной проволоки на усталость при низких температурах// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: техника, 1967. Вып. 4. С. 126–129.

75. **Сухинин В.И., Назаренко А.П.** Исследование причин низкой выносливости стальных канатов// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1968. Вып. 5. С. 168–170.

76. Теория и практика подъема// Науч. тр. Киев: Наукова думка, 1975. – С. 247–250.

77. **Хальфин М.Н.** Методы повышения стойкости подъемных канатов и безопасной их эксплуатации на глубоких шахтах: Автореф. дис. д-ра техн. наук. – Новочеркасск. – 1990. 38 с.

78. **Хачатуров Г.А., Матвеенко А.М., Копьёв Д.Е., Кац Я.И.** Аэродромные системы торможения самолетов/ Под ред. А.М. Матвеенко. – М.: Машиностроение, 1984. – 200 с.

79. **Чумаков А.С., Мереняшев М.И., Габрюк В.И.** Механические характеристики стальных канатов// Рыбное хозяйство. 1976. № 1. С. 44–46.

80. **Шахназарян Э.А.** Об уравнениях нелинейной теории расчета кабель-каната// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1969. Вып. 6. С. 112–115.

81. **Штаркман Э.М., Шкарупин Б.Е., Якобсон А.И.** Аналитический расчет геометрических параметров стальных канатов с учетом зазоров// Стальные канаты: Науч. тр./ Киев: Техника, 1972. Вып. 9. С. 60–65.

82. **Янковская Л.В.** Некоторые вопросы динамики упругой ленты с учетом ее жесткости: Сборник трудов по высшей математике и теоретической механике/ М.: МИСИ, 1957. № 19.

83. **Aida T., Sato S., Nakai M.** Untersuchungen über die mechanischen Eigenschaften von Seilen// Memoris of the Faculty of Engieneering, Kyoto University, 1973. V. 35. P. 141–163.

84. **Bendorf H.** Beitrage zur Theorie der Drahtseile// Zeitschrift des Österreichischen Ingenier und Architektenvereins. 1904. Nr. 30.

85. **Berg F.** Den Spannungszustand einfach geschlagener Drahtseile// Dienglers Politechnisches Journal. 1907. Heft 19.

86. **Berteaux H.O.** Desingh of Deep – sea moorhing lines// Marine Technology society Journal. 1970. V. 4. Nr. 3. p. 33–46.

87. **Calderale P.M.** Über die Reibungssteifigkeit und die elastische Steifigkeit von Drahtseilen//Draht. 1965. V. 16. Nr. 8. S. 497–499.

88. Casar Spezialdrahtseil. Tehnische Eigenschaften: Каталог фирмы Casar: Drahtseilwerk Saar GmBH.

89. **Feyrer K. und andere .** Laufende Drahtseile. – Expert Verlag. 1989. – 169 S.

90. **Feyrer K.und andere.** Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen. – Expert Verlag. 1990. 201 S.

91. **Hankus J.** Mechanische Eigenschaften von Drahtseilen//Draht-Welt. 1989. Nr. 4. S. 9–17.

92. **Hoobs R. E., Raaof M.** Prediction of the elastice properties of large strands/ / Wire Industry. 1985. V. 52. Nr. 613. P. 39–43.

93. **Kobrin M.** Ermüdungszugversuche bei tiefen Temperaturen an hochfesten Drähten und Drähtsrängen// Draht. 1922. Nr. 8. S. 347–351.

94. **Kusovsky D., Kralovic I.** Niektore poznatky z oblastj vyroby ocelovych län s plasticky tvarnenymi pramenmi// Hutnicke listy. 1985. Nr. 12. S. 873–877.

95. **Matanso F.** Axial Fatique Testing of Wire Rope// Marine Technology Society Journal. 1972. V. 6. Nr. 6. P. 25–33.

96. **Müller H.** Das Verhalten der Drahtseilen bei Wechselbeansprüchungen// Draht Welt. 1961. Nr. 3. S. 193–201.

97. **Nakai M., Sato S., Aida T.** Beanspruchungen der Seildrahte bei Zugbelastung// Memoire of Faculty of Engineering, Kjoto University, 1973, Bd. 35. Nr. 3. S. 277–296.

98. **Scheele K.** Die Biegebeanspruchung von Gummi – Förderqurten mit Gewebeeinlagen. – Dissertation. TH Hannover. 1960. 124 S.

99. **Schmidt K.** Die sekundäre Zugbeanspruchung der Drahtseile aus der Biegung//VDI. 1965. Reihe 13. S. 181.

100. **Stephan P.** Das einfach geschlagene Seil unter Zug und Biegung Kräf-

ten//Fördertechnik und Frachtverkehr. 1935. Nr. 9/10.

101. **Voigt P.–G.** Spezialseile in Seiltrieben – Herstellungsqualität und Seillebensdauer. – Доклад на конференции по динамике и износу. Dresden. 1988.

102. **Wolf. E.** Seilbedingte Einflüsse auf die Lebensdauer laufender Drahtseile. – Disserfation. Universität Stuttgart. 1987. 176 S.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие..... 3
Введение..... 5
Г л а в а I. **Некоторые основные сведения о стальных канатах**..... 9
1. Конструкции стальных канатов..... 9
2. Свивка стальных канатов..... 13
3. Выбор канатов..... 18
4. Особые случаи применения стальных канатов..... 22
5. Типовые повреждения стальных канатов..... 26
Г л а в а II. **Геометрический расчет**..... 29
1. Плотный контакт проволок..... 29
2. Свивка проволок с зазорами..... 34
3. Компьютерный расчет канатов..... 36
Г л а в а III. **Прогрессивные технологические приёмы изготовления стальных канатов**..... 40
1. Пластическое обжатие и калибровка прядей..... 40
2. Прядепроволока и канаты из неё..... 51
3. Изготовление фасоннопрядных канатов из круглых прядей..... 54
4. Улучшение конструкций металлических сердечников..... 60
5. Оптимизация параметров свивки..... 64
6. Предварительная обтяжка канатов..... 67
Г л а в а IV. **Механические свойства стальных канатов**..... 70
1. Агрегатная и конструкционная прочность..... 70
2. Модуль упругости..... 72
3. Поперечная жесткость..... 78
4. Изгибная жесткость..... 79
5. Долговечность стальных канатов при работе на блоках..... 94
6. Усталостная прочность прямого каната..... 99
Г л а в а V. **Основы теории расчета прямого каната**..... 102
1. Уравнения статики..... 103
2. Уравнения динамики..... 108
3. Нелинейная статика..... 110
4. Нелинейная статика тяжелого каната..... 127
5. Основы механики неидеального в геометрическом и силовом отношениях каната..... 130
6. Расчет напряжений в проволоках..... 140
7. Расчет каната по деформируемой схеме..... 147
8. Компьютерный расчет деформаций и напряжений..... 149
9. Квазиупругая модель стального каната при растяжении и кручении..... 154

Г л а в а VI. **Основные принципы конструирования стальных канатов для особых условий эксплуатации** 159
1. Некрутящиеся канаты 159
2. Равнонапряженные канаты 169
3. Равнопрочные канаты 175
Библиографический список 179

Наукове видання

МАЛИНОВСЬКИЙ Валентин Анатолійович

СТАЛЕВІ КАНАТИ

Частина І

Деякі питання технології, розрахунку та проектування

Монографія

Російською мовою

Зав. редакцією *Т. М. Забанова*
Редактор *Ж. Б. Мельниченко*
Технічні редактори *М. І. Кошкін, Р. М. Кучинська*

Здано у виробництво 10.10.2000. Підписано до друку 28.03.2001.
Формат 60х84/16. Папір офсетний. Друк офсетний. Ум. друк. арк. 10,93.
Тираж 300 прим. Зам. № 289.

Видавництво і друкарня "Астропринт"
(*Свідоцтво ДК № 132 від 28.07.2000 р.*)
65026, м. Одеса, вул. Преображенська, 24.
Тел./факс: (0482) 26-96-82, 26-98-82, 37-14-25
www.astroprint.odessa.ua

Малиновський В. А.

М 192 Сталеві канати. Частина І: Деякі питання технології, розрахунку та проектування. – Одеса: Астропринт, 2001. – 188 с.

Рос. мовою.

ISBN 966-549-571-2.

У монографії розглядаються деякі питання розрахунку, проектування, виготовлення та експлуатації сталевих канатів, які набули розвитку в останні десятиріччя. В основному це результати досліджень автора та колективу науково-дослідного відділення ОНІОСК, який входить до складу ВАТ "НВО СТАЛЬКАНАТ", а також деякі зарубіжні дослідження, мало відомі вітчизняним спеціалістам. У теоретичному аспекті ця книга обмежується розрахунками прямого каната. Питання вигину будуть розглятуті у II частині видання. Все ж при розгляданні механічних властивостей канатів значна увага приділена вигинальній жорсткості, знання якої необхідне не тільки при дослідженні вигибу, але також і при розрахунках прямих канатів, наприклад, у задачах динаміки.

Розрахована на спеціалістів сталедротово-канатних заводів, науково-дослідних і проектних організацій, інженерно-технічних працівників, які займаються експлуатацією підйомно-транспортних і гірничих машин, а також аспірантів і студентів спеціальностей "Підйомно-транспортні машини та обладнання", "Гірничі машини" і "Будівельні та дорожні машини".

М $\frac{2607030000\text{–}045}{549\text{-}2001}$ Без оголош.

ББК 34.623
УДК 62-427.4