

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



В.А. Ропай

ШАХТНЫЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩИЕ КАНАТЫ
Монография

Днепропетровск

НГУ

2016

УДК 622.673:531
ББК 33.4
Р'95

*Рекомендовано до друку вченою радою Державного ВНЗ «НГУ»
(протокол № 9 від 05.07.2016).*

Рецензенти:

Р.П. Дідик, д-р техн. наук, професор Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет»;

Б.В. Виноградов, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри обладнання хімічного виробництва Державного вищого навчального закладу «Український хіміко-технологічний університет».

Ропай В.А.

Р95 Шахтные уравновешивающие канаты: монография / А.В. Ропай. –
Днепропетровск : Национальный горный университет, 2016. – 263 с.

ISBN 978-966-350-626-5

Приведен комплексный анализ вопросов, связанных с работой шахтных уравновешивающих канатов на многоканатных подъемных установках. Описаны конструкции круглых, плоских металлических и резинотросовых канатов, опыт их эксплуатации у нас в стране и за рубежом, выполнены расчеты их напряженно-деформированного состояния, устойчивости, динамики, долговечности, обосновано применение новых конструкций канатов с улучшенными показателями.

Обобщены исследования автора, отечественных и зарубежных ученых в этой области.

Может быть полезной для специалистов, обслуживающих шахтные подъемные установки, для проектных организаций горной промышленности, для студентов и аспирантов горных вузов.

УДК 622.673:531
ББК 33.4

ISBN 978-966-350-626-5

© В.А. Ропай, 2016
© Державний ВНЗ «НГУ», 2016

ПРЕДИСЛОВИЕ

В монографии приведен комплексный анализ вопросов, связанных с работой шахтных уравновешивающих канатов на многоканатных подъемных установках. Описаны конструкции круглых, плоских металлических и резинотросовых канатов, опыт их эксплуатации у нас в стране и за рубежом, выполнены расчеты их напряженно-деформированного состояния, устойчивости, динамики, долговечности, обосновано применение новых конструкций канатов с улучшенными показателями.

Обобщены исследования автора, отечественных и зарубежных ученых в этой области.

Общей тенденцией развития горнодобывающей промышленности у нас в стране и за рубежом является увеличение глубин разработки полезных ископаемых. Так в Криворожском бассейне в настоящее время глубины стволов достигают 1560 м, в Донбассе – до 1540 м. В России на Норильском горно-металлургическом комбинате ведется добыча никелевой руды с глубины 1800 м. В настоящее время глубины стволов шахт Канады, США, Замбии достигают 1500–1800 м [1], в Индии и ЮАР – до 1300 м. При этом применяется многоступенчатый подъем, при котором две или более подъемные установки, расположенные на разных уровнях, осуществляют поэтапный подъем полезных ископаемых на поверхность [2].

Наибольшее распространение в горнодобывающей промышленности получили многоканатные подъемные установки со шкивами трения как самые экономичные. Одним из основных элементов такой установки является уравновешивающий канат.

В главе 1 описаны конструкции уравновешивающих канатов, прицепных устройств для них, проблемы, возникающие при их эксплуатации в Украине и за рубежом.

В главе 2 выбраны конструкции применяемых круглопрядных одно и многослойных канатов, определены их жесткостные параметры, получены

дифференциальные уравнения малых пространственных поперечных колебаний весоного стержня переменной по длине изгибной жесткости, скручиваемого моментами, приложенными по концам, исследована устойчивость прямолинейной формы равновесия отвеса каната. Исследованы продольно-крутильные деформации канатов в рабочих режимах и при предохранительном торможении.

Описана разработанная специальная аппаратура и результаты выполненных экспериментальных исследований продольно-крутильных деформаций канатов на действующей подъемной установке. Установлены значения предельных длин отвесов круглых канатов в зависимости от величины замедления, параметров каната и прицепного устройства при нормальной работе вертлюга и при его заклинивании.

В главе 3 выполнен анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) одно и многослойных канатов. Установлены закономерности распределения усилий между слоями прядей и проволоками в прядях в двухслойных и многослойных конструкциях канатов. Показана тенденция к расслоению канатов существующих конструкций, оценено влияние покрытия резиной одиночного каната на его НДС, исследовано влияние способа навески и замены канатов на распределение усилий в многослойных канатах, оценена долговечность этих канатов по наиболее нагруженным элементам.

В главе 4 обоснованы параметры некрутящихся одно, двух и трехслойных канатов, элементы которых нагружены равномерно, что обеспечивает их наибольшую долговечность и возможность навески без вертлюжных прицепных устройств.

В главе 5 обоснованы конструкции, параметры новых резинотросовых канатов РТК-1 – полностью обрешиненных и РТК-2 – частично обрешиненных. Оценено их напряженно-деформированное состояние без повреждений и при повреждении тросовой основы. Разработана аппаратура и проведены экспериментальные исследования распределения усилий по длине и ширине

РТК при нарушении целостности отдельных тросов. Оценена долговечность РТК-1 и РТК-2, обоснованы минимально необходимые запасы их прочности.

В главе 6 исследованы свободные колебания неподвижной петли каната и при ее контурном движении. Установлено демпфирующее влияние контурного движения на колебания каната. Исследованы вынужденные колебания петли частично-обрезиненного каната вследствие периодического изменения плотности каната при контурном движении. Оценены амплитуды и формы вынужденных колебаний, обоснованы параметры РТК.

В главе 7 приведены сведения о технологии изготовления РТК-1 и РТК-2 и их технико-экономические показатели.

Включены документы, подтверждающие практическое использование и внедрение результатов работы в промышленность.

1 КОНСТРУКЦИИ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ И ОПЫТ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Впервые уравнивающий канат был применен на фрикционной подъемной установке Карла Фредерика Коепе на Ганноверовской угольной шахте в Германии в 1877 г. [3]. Под подъемными сосудами был закреплен трос для уменьшения возможности проскальзывания подъемного каната по шкиву трения. Таким образом, основное назначение уравнивающего каната (канатов) – иметь погонную массу равную суммарной погонной массе подъемного (подъемных) канатов для стабилизации момента трения на шкиве трения подъемной машины независимо от положения подъемных сосудов в стволе шахты. Для обеспечения безопасной работы подъемной установки правила безопасности [4] требуют, чтобы уравнивающих канатов было не менее двух (рис. 1.1).

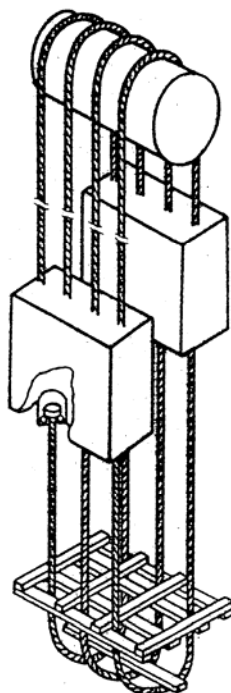


Рис. 1.1 – Схема многоканатной подъемной установки

Для крупных многоканатных подъемных установок необходимы уравнивающие канаты большой погонной массы (до 20 кг/м).

1.1 Конструкции уравнивающих канатов

Уравнивающий канат несет нагрузку только собственного веса и его запас прочности даже при глубинах стволов до 2000 м значительно больше 10 – кратного. По этому критерию можно было использовать в качестве уравнивающих любые имеющиеся в наличии и подходящие по погонной массе канаты. Но в первую очередь поведение уравнивающего каната определило проблему выбора его конструкции и потребовало крепления круглых канатов к подъемным сосудам с помощью вертлюгов (рис. 1.2, а), позволяющих канатам раскручиваться при изменении натяжения каната при работе подъемной установки. В нижней зумпфовой части ствола канаты провисают свободно. Использование натяжных шкивов для фиксации положения петли каната оказалось невозможным из-за ее значительных вертикальных перемещений, из-за падающих в зумпф кусков транспортируемых материалов и агрессивности шахтных вод. Разграничение отвесов и петель канатов в зумпфе осуществляется бревенчатой решеткой (рис. 1.1). На практике имели место случаи заклинивания вертлюгов и перехлестывание (запутывание) ветвей канатов, что требовало их разрезки и замены.

На рудных шахтах отказались от использования круглых уравнивающих канатов из-за неудовлетворительной работы вертлюжных прицепных устройств в условиях абразивной пыли в стволах. Были созданы конструкции плоских металлических канатов, способ крепления которых к подъемным сосудам представлен на рис. 1.2, б.

1.1.1 Круглопрядные уравнивающие канаты

В Украине и в бывших странах СНГ нет специальных конструкций круглых уравнивающих канатов. Конструкции всех канатов, выпускаемых заводами бывшего СССР с 1946 г. регламентировались ГОСТ 3241, который периодически переиздавался до 1991 г. практически в неизменном виде. В нем регламентируются параметры свивки прядей, сердечников, канатов, стренг плоских канатов. Предполагалось, видимо, что канаты, изготовленные по

ГОСТам, будут пригодны к эксплуатации в любых условиях, независимо от способов нагружения и навески.

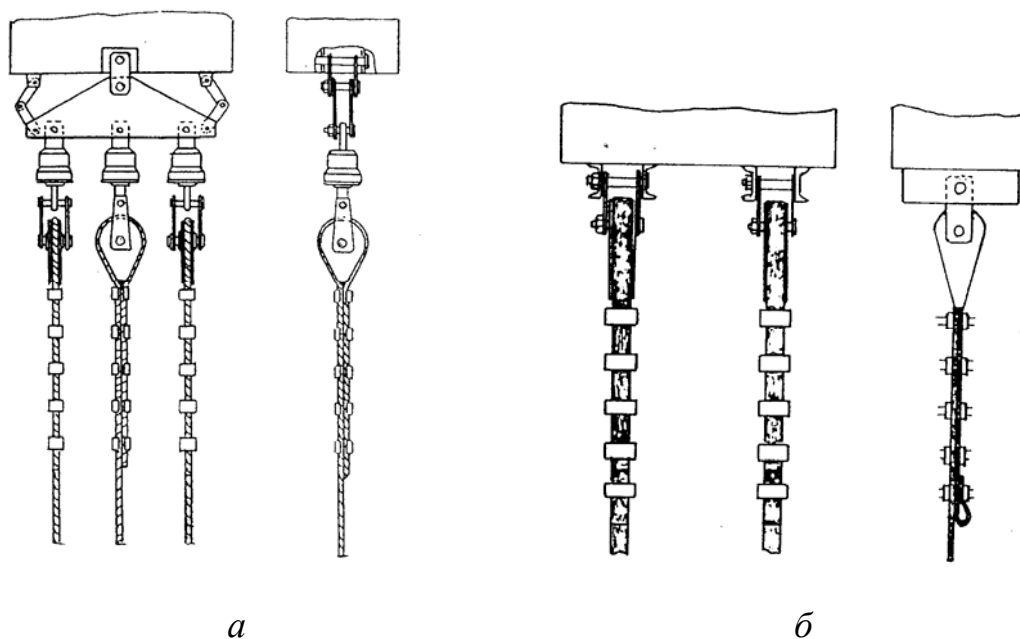


Рис. 1.2 – Способы крепления уравновешивающих канатов
а – круглых; *б* – плоских

Так, на угольных шахтах Донбасса в качестве подъемных и уравновешивающих канатов до настоящего времени используются одинаковые однослойные канаты крестовой свивки ГОСТ 7668-80 (ТУ-14-4-1444-87) (рис. 1.3, *а*).

Для условий проходческого подъема при креплении подъемного сосуда без направляющих значительные деформации кручения канатов при натяжении, особенно при больших глубинах, вызвали практическую необходимость создания малокрутящихся канатов [5]. Это двухслойные конструкции с 6-ю прядями в первом слое и 12-ю такими же по конструкции и диаметру прядями во втором слое, свитыми в противоположном направлении, – ГОСТ 16827-81, ГОСТ 16828-81, ГОСТ 3082-80, отличаются они только конструкциями прядей.

С 1975 г. такие канаты стали использовать в СССР и в качестве уравновешивающих (рис. 1.3, *б, в, г*) и практически заменили однослойные канаты.

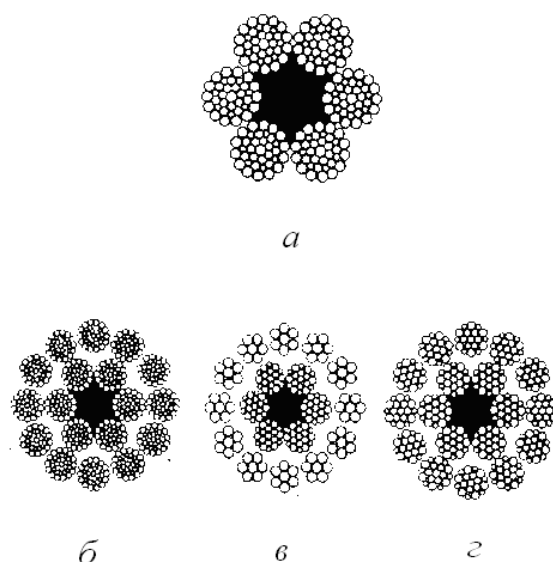


Рис.1.3 – Конструкции отечественных круглопрядных канатов, применяемых в качестве уравнивающих:
a – ТУ-14-4-1444-87 (ГОСТ 7668-80) 6x36 (1+7+7/7+14)+0.с.;
б – ГОСТ 16827-81 12x36 (1+7+7/7+14)+6x36(1+7+7/7+14)+0.с.;
в – ГОСТ 16828-81 12x7(1+1)+6x19(1+6+6/6)+0.с.;
г – ГОСТ 3088-80 12x9(1+6+6/6)+6x19(1+6+6/6)+0.с

По данным отраслевого каталога стальных канатов по состоянию на 1988 г. (в последующие годы до настоящего времени состояние не изменилось) на Украине 2 канатных завода – Харцизский (в настоящее время АО «Силур») и Одесский (АО «Стальканат») выпускают эти канаты следующих максимальных диаметров (табл. 1.1)

Таблица 1.1 – Максимальные диаметры канатов (мм), изготавливаемых в Украине

Завод изготовитель	ГОСТ 7668-80	ГОСТ 16827-81	ГОСТ 16828-81	ГОСТ 3088-80
АО «Силур»	50,5	–	30,0	36,0
АО «Стальканат»	63,0	40,0	40,0	41,0

Как следует из приведенных данных двухслойные канаты диаметром более 41 мм Украина вынуждена закупать за валюту за рубежом. Канатные

заводы Украины и бывших стран СНГ не имеют канатовьющих машин для изготовления трехслойных канатов.

В Польше [6, 7] Головным институтом горной промышленности (GIG) были разработаны и эксплуатировались с 1969 г. на многоканатных установках двухслойные уравнивающие канаты с 6-ю прядями в первом и 12-ю прядями такого же диаметра во втором слое. Эти канаты подобны по конструкции двухслойным отечественным канатам (рис. 1.3) и представлены на рис. 1.4, *а, б, в, г*. Из-за неудовлетворительной работы двухслойных канатов (о чем будет сказано ниже) глубину их эксплуатации ограничили 700 м и была разработана в 1977 г. трехслойная конструкция уравнивающего каната (рис. 1.4, *д*) из 33 одинаковых прядей из одинаковых проволок. Эти канаты применялись до глубин 1200 м. Только в 1990 г. они были усовершенствованы и заменены подобной конструкцией из 34 одинаковых прядей – конструкции (17×7+11×7+6×7+Ao.) [8], (буквами Ao в Польском стандарте обозначен органический сердечник). В настоящее время почти на всех польских шахтах перешли на использование плоских резинотросовых канатов, как наиболее долговечных.

В Чехии [9] разрабатывались и применялись более сложные конструкции уравнивающих канатов, представленные на рис. 1.5. Для защиты от коррозии готовые металлические канаты покрывались резиновой оболочкой на экструдерных установках. Однако, как отмечается в [9], резиновое покрытие быстро разрушалось о нижние разграничительные устройства в стволе шахты и просыпью из подъемного сосуда, срок службы таких канатов не превышал 3-лет. Для сохранения резиновой оболочки поверх ее делалась металлическая оплетка (рис. 1.5, *д*), буквой G в конструкции каната обозначается резина (guma). Все эти операции значительно увеличивали стоимость каната, кроме того, для их осуществления необходимо соответствующее оборудование, возможности которого также ограничены. Так, на экструдерных установках не представлялось возможным покрывать резиной канаты диаметром больше 45 мм и длиной свыше 1000 м. Отметим также, что в стандартах Чехии не

допускалось использование в конструкциях уравнивающих канатов проволок диаметром менее 1 мм по условиям их коррозионной стойкости.

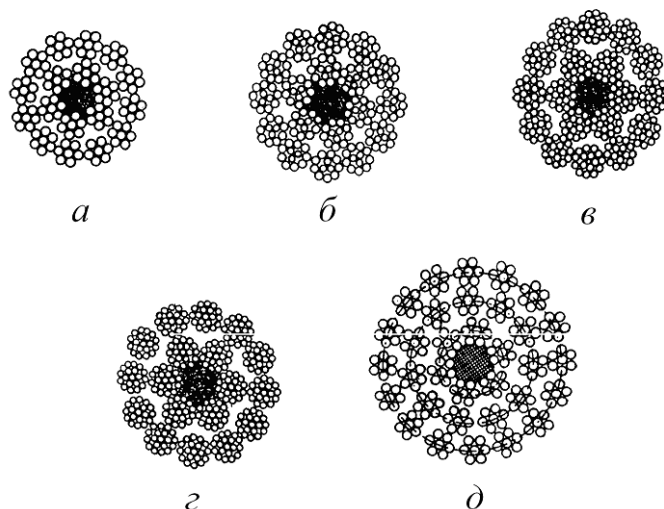


Рис 1.4 – Конструкции польских круглопрядных уравнивающих канатов:
 $a - 6 \times 7 + 12 \times 7 + A_0$; $б - 6 \times 12 + 12 \times 12 + A_0$; $в - 6 \times 16 + 12 \times 16 + A_0$;
 $г - 6 \times 19 + 12 \times 19 + A_0$; $д - 33 \times 7 (16 \times 7 + 11 \times 7 + 6 \times 7 + A_0)$

Изгибная жесткость таких канатов весьма значительная, что создает неудобства при их изготовлении и эксплуатации. Применяются канаты и без резинового покрытия.

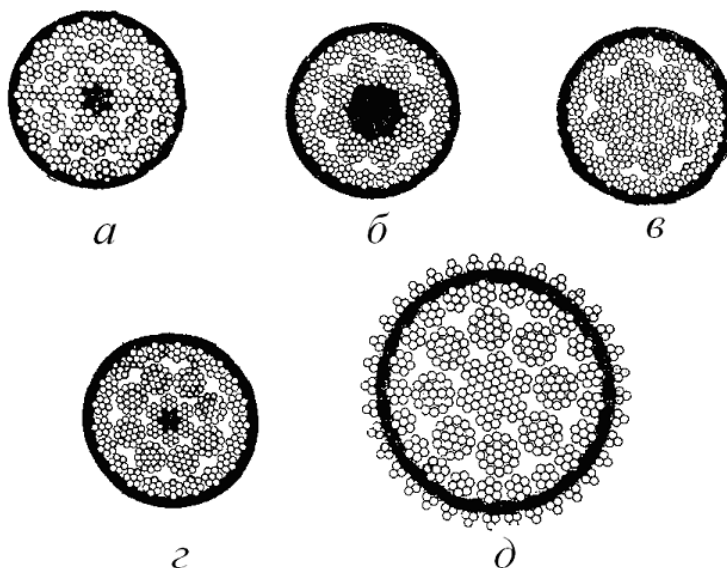


Рис. 1.5 – Круглопрядные уравнивающие канаты Чехии:
 $a - (6+12+18)(1+6+1A_0+G)$; $б - 8(1+6+12)+21(1+6)+A_0+G$;
 $в - (1+6+12+18)+8(1+6+12)+21(1+6)+G$; $г - 6(1+6)+8(1+6+12)+21(1+6)+A_0+G$;
 $д - (1+6)+6(1+6)+8(1+6+12)+21(1+6)+G+36(0+3)$

В Канаде и США [10] разработаны 3 специальные конструкции уравнивающих канатов – одно-, двух- и трехслойные с нейлоновым сердечником (рис. 1.6). Однослойные канаты крестовой свивки, как более жесткие, использовались в широких стволах, где не было ограничений на размеры петли каната в зумпфовой части ствола. По мнению автора статьи [10] трехслойные канаты удовлетворительно работают на глубинах до 1200 м, при этом их наружный слой бывает свит крестовой и односторонней свивкой. Из этой обзорной статьи можно сделать вывод, что специальных научных исследований работоспособности уравнивающих канатов в Канаде не проводилось, а в основном опирались на опыт их эксплуатации.

На рис. 1.7 приведены диаграммы размеров диаметра петли уравнивающих разных конструкций при свободном провисании в зумпфовой части ствола, выраженные через число диаметров каната. Диаграммы составлены английской фирмой Bridon Ropes.

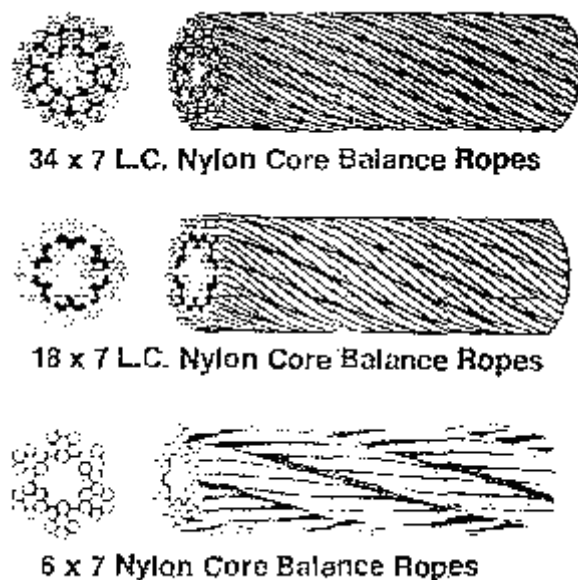


Рис.1.6 – Круглопрядные уравнивающие канаты Канады и США

На вопросе размера петли мы остановимся ниже, а вначале обратим внимание на конструкции английских уравнивающих канатов:

- 1) однослойные канаты конструкции 6×7;

2) двухслойные – из 18 одинаковых прядей конструкций 18×7 ($6 \times 7 + 12 \times 7$) и 18×19 ($6 \times 19 + 12 \times 19$), как в нашем ГОСТ 3088-80;

3) трехслойные – из 34 одинаковых прядей конструкций 34×7 ($6 \times 7 + 11 \times 7 + 17 \times 7$) и 34×19 ($6 \times 19 + 11 \times 19 + 17 \times 19$);

4) созданы специальные конструкции гибких канатов «Superflex». На рис. 1.7 они указаны конструкцией наружного слоя прядей и сокращенным названием SF (Superflex). Конструкции этих канатов следующие: 14×6 SF ($4 \times 19 + 11 \times 6 + 14 \times 6 + \text{o.c.}$), всего 259 проволок, выпускают канаты диаметрами 35÷44 мм, 17×6 SF ($6 \times 19 + 13 \times 6 + 17 \times 6 + \text{o.c.}$), всего 294 проволоки (диаметры канатов 44 – 70 мм, масса 1 м – 7,8÷18,74 кг соответственно); 20×6 SF ($6 \times 19 + 13 \times 6 + 17 \times 6 + 20 \times 6 + \text{o.c.}$), всего 414 проволок, выпускают канаты диаметром 44 – 76 мм с погонной массой от 7,51 до 22,5 кг/м.

Круглые канаты во всех странах мира крепятся к подъемным сосудам с помощью вертлюжных прицепных устройств. В каждой стране разработаны и выпускаются свои конструкции и типоразмеры вертлюгов. Общее мнение эксплуатационников следующее: «Чем надежнее работает вертлюг, тем лучше работают уравнивающие канаты». Но это не совсем правильно, что будет показано в дальнейшем. Даже если бы трение в идеальном вертлюге отсутствовало бы, большие деформации кручения элементов каната приведут к значительным и неравномерным нагрузениям отдельных проволок и к их быстрому разрушению, несмотря на 10 – кратный запас прочности каната.

Существующие в мировой практике способы крепления верхнего конца уравнивающего каната к вертлюгу показаны на рис. 1.8.

В Украине, в странах бывшего СССР и в Чехии применяются клиновые коуши (рис. 1.8, а), в настоящее время в ИГМиТК им.М.М.Федорова и в МакНИИ проходят испытания крепления по способу заливки его расплетенного конца в клиновом стакане жидким металлом или затвердевающими пластмассами (рис. 1.8, б). Эти же способы применяются в Польше, Германии,

Швеции. В Англии, Канаде, США применяют способы крепления, показанные на рис. 1.8, б, в.

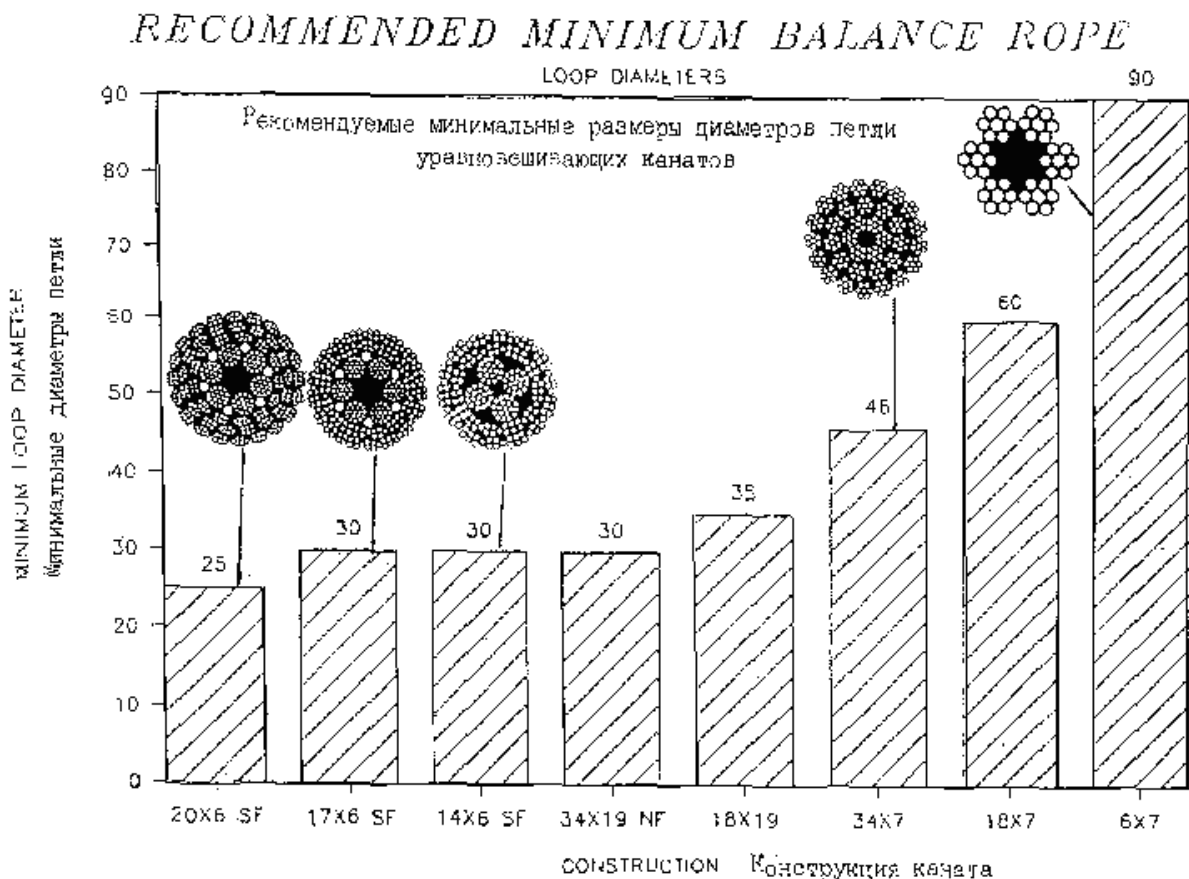


Рис. 1.7 – Диаграмма зависимости диаметра петли уравновешивающего каната (определяется числом диаметров каната над каждым столбиком диаграммы) для разных конструкций канатов производства английской фирмы Bridon Ropes

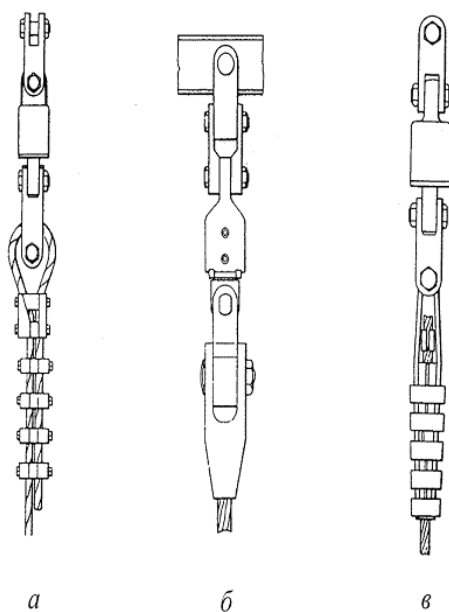


Рис. 1.8 – Способы крепления верхнего конца круглых уравновешивающих канатов к вертлюгу

Такая схема и фотография крепления канатов к подъемному сосуду показаны на рис. 1.9 и рис. 1.10.

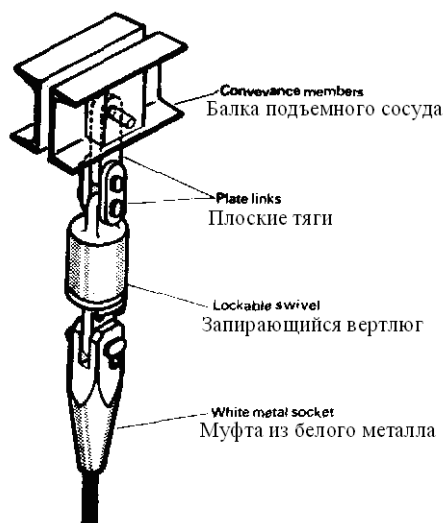


Рис. 1.9 – Схема крепления каната к подъемному сосуду (США)

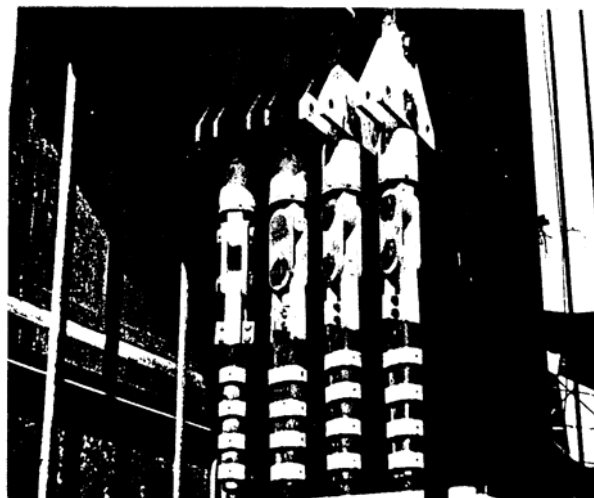


Рис. 1.10 – Фотография расположения 4-х вертлюжных прицепных устройств под подъемным сосудом (США)

Все вертлюжные устройства изготавливают с $10 \div 15$ кратным запасом прочности, но они требуют постоянного ухода и контроля их состояния. В Украине и странах бывшего СССР в качестве вертлюга применяется устройство типа УП-М (рис. 1.11) состоящего из симметричного коуша 1 с зажимами, вертлюга 2, присоединительных валков 3 и 4, траверсы 5 со стопорными элементами 6 и тяг 7. Устройство разработано ИГМиТК им. М.М. Федорова и Дружковским машиностроительным заводом. Устройства УП-М изготавливаются заводами: Дружковским – в комплекте с сосудами и по отдельным заказам, Донецким им. Ленинского комсомола Украины – в комплекте со скипами. Устройств УП-2М изготавливают 23 типоразмеров, УП-3М – 9 типоразмеров. Масса подвесных устройств от 275 до 636 кг. Большое количество исполнений обусловлено необходимостью предусмотреть все существующие конструкции привязки устройств к подъемным сосудам.

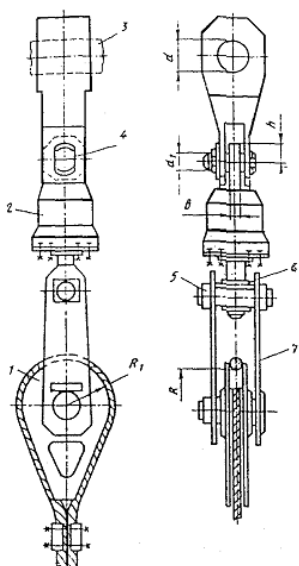


Рис. 1.11 – Отечественное подвесное устройство УП-М

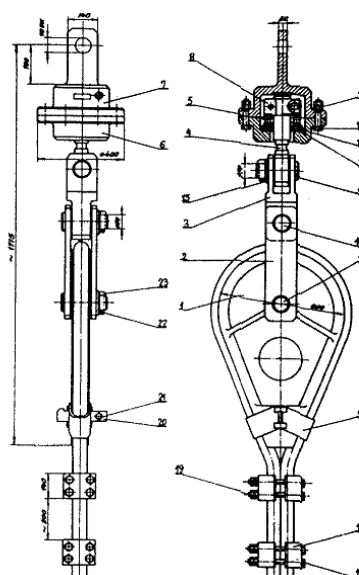


Рис. 1.12 – Подвесное устройство Чехии

На рис.1.13 приведены две схемы вертлюгов, применяемых в Польше, с симметричным коушем и жимками для канатов и схема крепления конца каната в клиновом стакане. Вторая схема закрепления каната компактнее, но требует дополнительных затрат средств и материалов. Конец каната должен быть расплетен, очищен от смазки и залит жидким металлом или затвердевающими пластмассами.

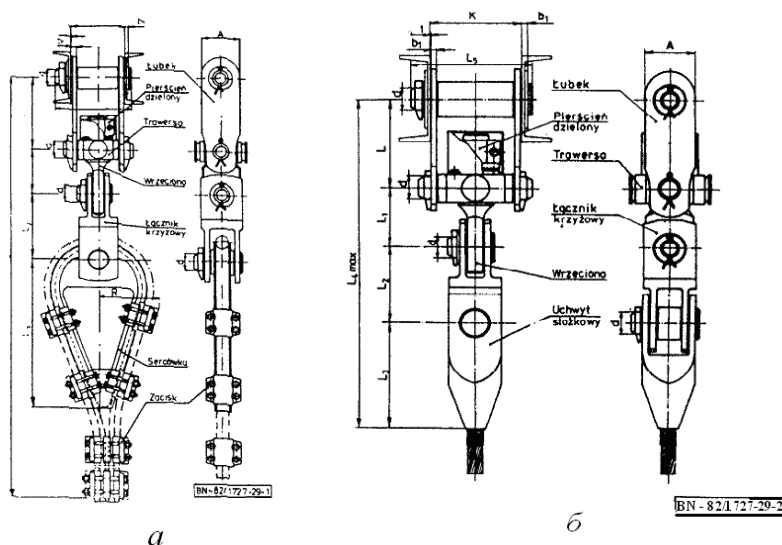


Рис. 1.13 – Подвесные устройства Польши:
 а – с симметричным коушем, норматив BN-82/1727-29-1;
 б – с клиновым стаканом, норматив BN-82/1727-29-2

На рис. 1.14 и рис. 1.15 приведены фотографии и схемы вертлюгов шведской фирмы ASEA и английской фирмы Reliance, выпускаются разные типоразмеры на нагрузку от 3 до 20 тонн.

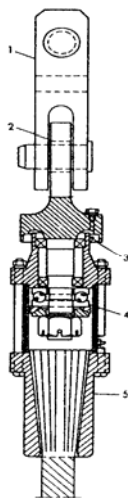


Рис. 1.14 – Схема и фотография вертлюга шведской фирмы ASEA

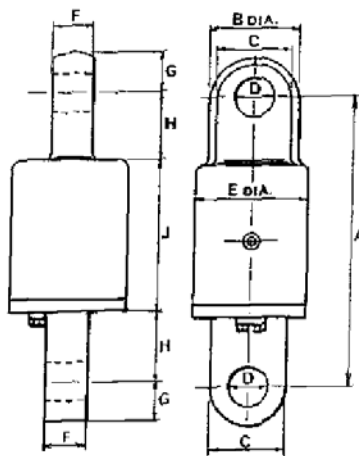


Рис. 1.15 – Схема и фотография вертлюга английской фирмы Reliance

Конструкторы стремились сделать вертлюг надежным и компактным, поскольку сложно разместить под подъемным сосудом несколько вертлюгов, как показано на фото (рис. 1.10), на котором видны прицепные устройства без коушей. При наличии вращающихся громоздких коушей разместить под подъемным сосудом более 4-х вертлюгов просто невозможно.

Отметим проблемы и недостатки, выявленные опытом эксплуатации круглых канатов у нас в стране и за рубежом.

Шахтный ствол строение дорогостоящее, поэтому размеры диаметра ствола и движущегося в нем оборудования ограничены. Особенно остро это ощущается при углублении старых узких стволов. У нас в стране расстояние между продольными осями подъемных сосудов одной подъемной установки составляет $1,8 \div 2,3$ м в зависимости от ее грузоподъемности. В старых польских шахтах это расстояние составляет всего $1,2 \div 1,3$ м [6, 7]. С увеличением глубины шахты используют подъемные канаты большего диаметра, а применить уравнивающие канаты соответствующего диаметра не представляется возможным из-за больших размеров их петель в зумпфовой

части ствола, кроме того затруднительно разместить под подъемным сосудом вертлюжные прицепные устройства большего типоразмера.

Применение однослойных канатов конструкции 6×7 для диаметра петли $1,8 \div 2,3$ м ограничивается диаметрами канатов в пределах 20–26 мм, соответственно, если руководствоваться данными диаграммы фирмы Bridon Ropes (рис. 1.7). Для канатов ГОСТ 7668-80 конструкции 6×36 получаем $D = 42d$ и максимальные диаметры канатов – $40 \div 51$ мм.

Однослойные канаты имеют следующие эксплуатационные недостатки:

1. Значительные деформации кручения при натяжении, что вызывает:
а) значительные вертикальные перемещения петли каната относительно разграничительных устройств в зумпфовой части ствола, что неудобно в эксплуатации; б) большие касательные напряжения в проволоках, что отрицательно сказывается на их долговечности;

2. Возможность перехлестывания отвесов канатов в стволе шахты при увеличении трения в подшипнике вертлюга, что неоднократно имело место на практике.

Применение двухслойных канатов конструкции (18×19) ГОСТ 3088-80 будет ограничено диаметрами канатов 52–66 мм. Три таких каната с массой погонного метра $\mu = 19$ кг/м могли бы уравновесить даже 8-ми канатную подъемную установку с подъемными канатами $d = 42$ мм. Такие канаты раскручиваются при натяжении меньше однослойных, петля канатов меньше перемещается относительно разграничительных устройств в вертикальном направлении, но в эксплуатации выявились следующие недостатки:

1. Сохраняется вероятность перехлестывания отвесов канатов при заклинивании вертлюгов.

2. Наблюдается расслоение канатов в районе прицепных устройств, как показано на рис. 1.16–1.18.

В Польше для двухслойных канатов с 6 прядями в первом слое и 12 прядями во втором слое была ограничена глубина их использования 700 м только по причине их расслоения [7]. На одном конце каната в районе

прицепных устройств наблюдалось сжатие и отслоение наружного слоя (рис. 1.16), а на другом конце каната выходил наружу внутренний слой прядей (рис. 1.18), то есть он испытывал сжатие. На конце каната, где отслаивается наружный слой, всю циклическую нагрузку воспринимали 6 прядей внутреннего слоя и они быстро разрушались, как показано на рис. 1.19.

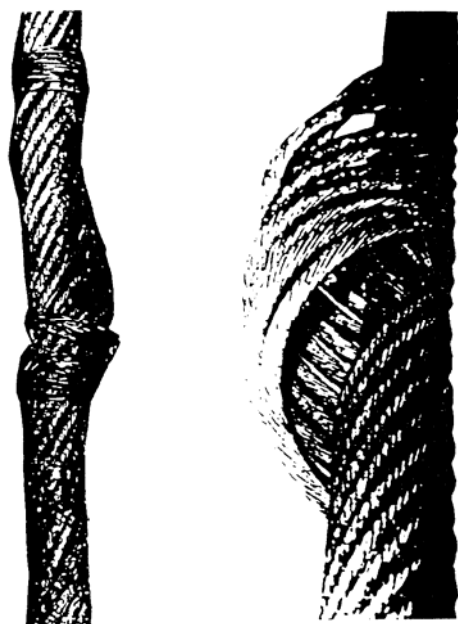


Рис. 1.16 – Расслоение двухслойного каната ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм на шахте «Шахтерская-Глубокая» (фотография предоставлена ИГМИТК им. М.М.Федорова)



Рис. 1.17 – Расслоение канатов:
a – польский двухслойный канат конструкции 18x16(12x16+6x16+0.с.) $d = 55$ мм;
б – чешский канат конструкции 21x7+8x19+0.с. $d = 53$ мм через 1 месяц после эксплуатации [11]

При полном разрушении проволок внутреннего слоя всю нагрузку от веса каната воспримут 12 прядей второго слоя, их напряженное состояние будет меньшим, чем было в проволоках первого слоя, но >30% проволок поперечного сечения уже будет разрушенным и Правила Безопасности требуют его замены.

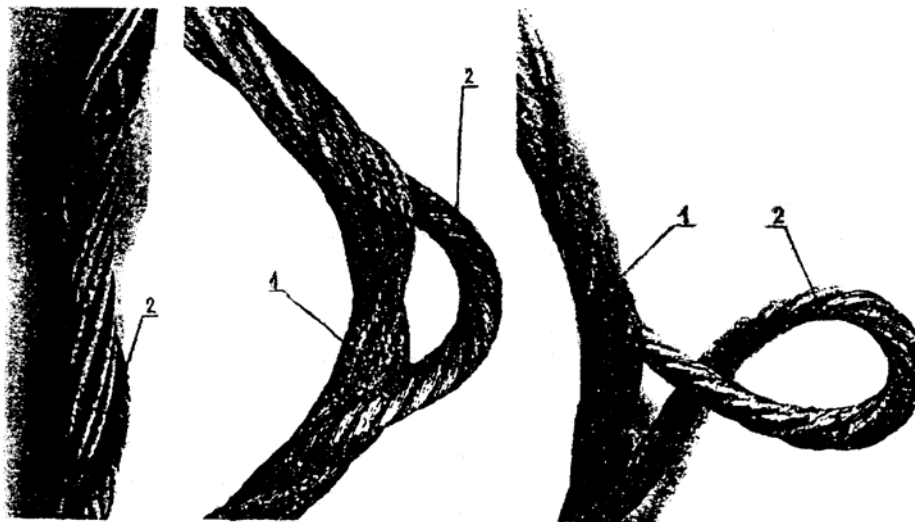


Рис. 1.18 – Пример развития типичной деформации польских двухслойных канатов конструкции 18x16(12x16+6x16+0.с.) $d = 55$ мм:
1 – пряди внешнего слоя, 2 – пряди внутреннего слоя [7]

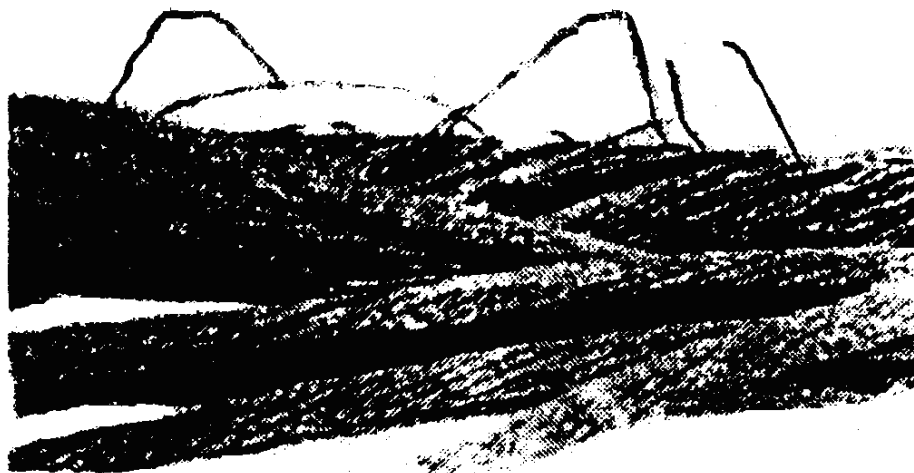


Рис. 1.19 – Вид разрушения проволок внутреннего слоя каната $d = 55$ мм GIG 18x16 через 20 месяцев эксплуатации [7]

Трехслойные и английские четырехслойные канаты «Superflex» тоже не лишены отмеченных для двухслойных канатов недостатков. Но расслоение их наблюдается при глубинах порядка 1200 м.

1.1.2 Плоские металлические канаты

Плоские металлические канаты ГОСТ 3091-80 и ГОСТ 3092-80 состоят из 8 стренг, сшитых тонким тросом-ушивальником (рис. 1.20, *а*), аналогичную конструкцию имеют плоские канаты Германии, Венгрии, Англии.

Харьковский канатный завод – единственный производитель плоских металлических канатов на Украине и в бывшем СССР.

Канаты изготовляли и продолжают изготавливать вручную. Только в Венгрии была разработана машинная сшивка стренг при помощи металлических шпилек-заклепок (рис. 1.20, *б*).

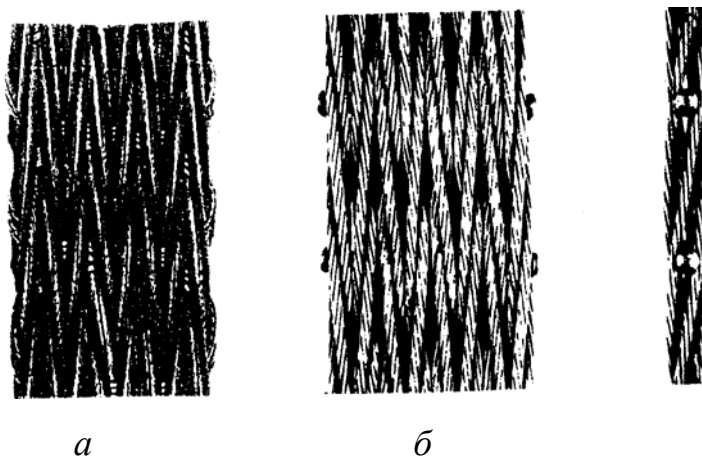


Рис. 1.20 – Плоские уравновешивающие канаты:
а – сшитые ушивальником; *б* – производства Венгрии, сшитые заклепками

Канаты изготовляют с погонной массой от 2,56 до 21,26 кг, шириной от 72 до 233 мм, толщиной от 11,5 до 38 мм.

В соответствии с ГОСТ 3241-91 стренги таких канатов свивают с кратностью 18, таким образом угол свивки проволок получается весьма малым. По сути, эти канаты можно рассматривать как систему параллельных проволок. При этом все проволоки должны быть равномерно нагруженными и канат должен быть самым долговечным. Но в эксплуатации канатов вскрылись их следующие недостатки, связанные больше с несовершенством технологии изготовления, чем с самой конструкцией:

1. Наблюдается деформация каната при работе в шахте (рис. 1.21). Что связано с неравномерностью натяжения стренг при изготовлении. На рис. 1.22

показана деформация закручивания отрезка каната после работы в шахте, что также подтверждает неравномерность нагружения элементов каната. Это приводит к отклонению отвеса каната от вертикали, раскачиванию в стволе шахты при работе установки, ударам каната об армировку ствола. По этой основной причине, как отмечается в работе [12], глубина их применения ограничивается 700 м. Однако опыт эксплуатации плоских канатов производства Германии на глубине 1200 м на шахтах Кривбасса опровергает это утверждение. Качественно изготовленный канат не имел отмеченного недостатка.



Рис. 1.21 – Деградация плоского металлического каната в шахтных условиях



Рис. 1.22 – Деформация отрезка старого каната после снятия с подъемной установки

2. Происходит довольно быстрое истирание ушивальника и выпадение металлических заклепок, канат требует периодического ремонта в шахтных условиях.

3. Канат быстро корродирует в условиях агрессивной шахтной среды, поскольку защитное цинковое покрытие проволок быстро истирается об ушивальник и заклепки при работе каната.

Конструкция и технология изготовления плоских металлических канатов явно устарели. Английская фирма Bridon Ropes с 1985 г. прекратила выпуск таких канатов.

1.1.3 Резино-тросовые канаты (РТК)

С 1971 г. вначале на шахтах Кривбасса а затем и других бассейнов СССР стали применять резино-тросовые уравнивающие канаты. Впервые резино-тросовые канаты были навешаны по проекту института «Кривбасспроект» на скиповом подъеме шахты «Родина», длины канатов в то время составляли 1200 м [13]. РТК вырезались полосами шириной 300÷400 м из транспортной резино-тросовой ленты РТЛ-2500, выпускаемой Курским заводом резино-технических изделий на базе латунированных тросиков диаметром 8,25 мм конструкции 7×19. Позднее (1973 г.) РТК стали изготавливаться в соответствии с ТУ 38-105587-73 «Ленты резино-тросовые для уравнивающих канатов». В табл. 1.2 приведены геометрические и прочностные характеристики этих РТК.

РТК выпускали в виде отдельных полос длиной 100÷200 м. До определенной навесной длины каната эти полосы состыковывались [14, 15]. Из-за наличия тонких латунированных армирующих тросов РТК получались широкими – до 400 мм. На рис. 1.23 показано прицепное устройство такого уравнивающего РТК. Для уменьшения парусности канатов в условиях вентиляционных стволов были использованы схемы навески по два каната на одно прицепное устройство (рис. 1.24), при этом длины канатов должны отличаться на 2÷3 м, чтобы петли были разнесены по высоте. Срок службы таких канатов составлял 6–8 лет, если исключить случаи аварий. РТК эксплуатировались на 8 шахтах ПО «Кривбассруда» (из них 5 подъемов с 50-тонными скипами) и на ряде других шахт Минчермета, Минцветмета, Минуглепрома СССР (всего на 28 подъемах).

Таблица 1.2 – Геометрические и прочностные характеристики РТК
(ТУ 38-105587-73)

Тип ленты	Размеры, мм		Расчетная масса 1 м, кг	Диаметр троса, мм	Коли- чество тросов	Агрегатная прочность, кН
	ширина	толщина				
ЛРТКУ-1	150	22	5,5	8,25	8	387,7
ЛРТКУ-2	200	21	7,2	8,25	12	581,5
ЛРТКУ-3	250	23	9,5	8,25	14	678,5
ЛРТКУ-4	300	21	9,5	6,0	18	432,8
ЛРТКУ-5	300	20	10,7	8,25	18	872,3
ЛРТКУ-6	300	22	11,5	8,25	18	872,3
ЛРТКУ-7	400	20	14,4	8,25	24	1163
ЛРТКУ-8	400	25	16,5	8,25	24	1163

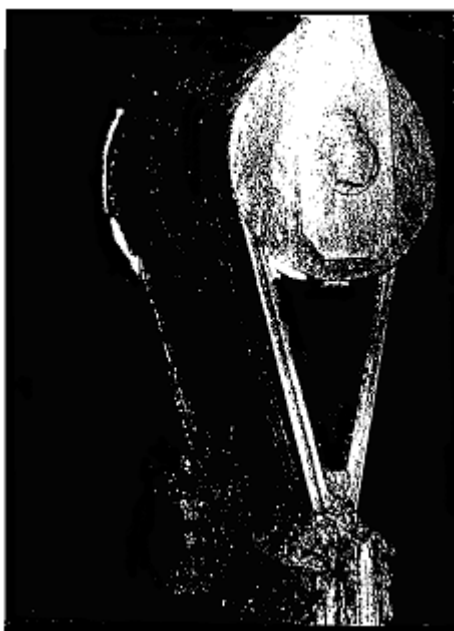


Рис. 1.23 – Прицепное устройство уравнивающего РТК

Отметим преимущества и недостатки описываемых конструкций РТК на основе 20–летнего опыта их эксплуатации.

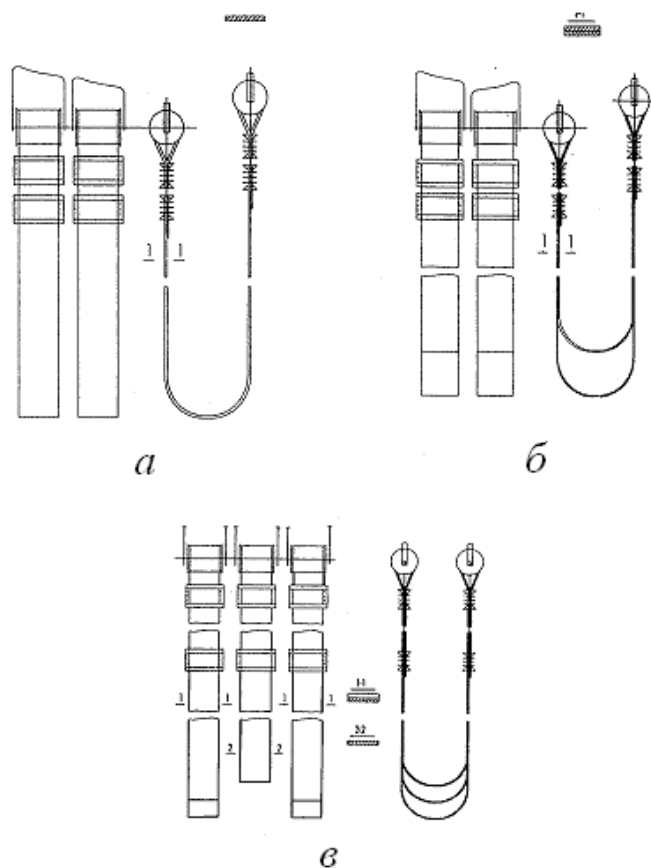


Рис. 1.24 – Схемы подвески уравнивающих РТК:
а – двух; *б* – четырех; *в* – пяти РТК на одном прицепном устройстве

К преимуществам отнесем следующее: 1) РТК Курского завода избавили горную промышленность от валютных затрат на закупку плоских канатов за рубежом, за пределами СССР. 2) срок их службы был в 2 раза большим, чем у плоских металлических канатов.

К недостаткам конструкции следует отнести:

1. Наличие тонких латунированных армирующих тросиков, которые очень быстро разрушались от коррозии при повреждении резиновой оболочки. Именно по этой причине имели место аварии в виде обрыва уравнивающих РТК. При падении в ствол РТК разрушался об армировку ствола и заменялся новым. Только по 8 подъемам объединения «Кривбассруда» таких случаев зарегистрировано 18 за 20 лет эксплуатации РТК.

2. Низкое качество изготовления РТК на Курском заводе РТИ, а именно, непараллельность укладки армирующих тросов, отсутствие предварительного натяжения тросов перед вулканизацией, низкая прочность связи между тросами

и резиной негативно влияли на напряженно-деформированное состояние тросов, кроме того влага распространялась вдоль тросов при повреждении резинового покрытия в отдельных местах, что вызывало коррозию проволок.

3. РТК требовали разработки и использования нетрадиционных способов контроля целостности тросов – магнитных и рентгеновских дефектоскопов, контроль замером входного сопротивления, для чего тросы соединяли медными перемычками, что в свою очередь усугубляло коррозию тросов.

После развала СССР Курские РТК приходилось приобретать в России за валюту.

В заключение обзора остановимся на зарубежных конструкциях РТК. В Польше эти канаты выпускает фирма SAG [16, 17, 18, 19, 20]. Это 2, 4, 6-тросовые конструкции (рис. 1.25), армирующие оцинкованные тросы конструкции 7×25, диаметром 14, 16, 18, 22 мм. Толщина канатов имеет 2 типоразмера: 29 и 35 мм, ширина получается в зависимости от требуемого погонного веса каната. Канат изготавливается необходимой навесной длины. Выпускаются канаты с массой 1 м от 5,9 до 20,6 кг. Срок службы канатов до 10 лет. В настоящее время такие канаты навешены на нескольких шахтах Польши, 2 каната закуплены и навешены в Кривбассе, 3 каната навешены на самой глубокой в СНГ шахте Норильского никелевого комбината (1800м). Для контроля состояния тросов применяется специальный магнитный дефектоскоп. Эти канаты прошли сертификационные испытания в МакНИИ, с участием автора разработана «Временная инструкция по эксплуатации канатов SAG», утвержденная комитетом ГОСНАДЗОРОХРАНТРУДА Украины.

В Германии разработкой конструкций и производством РТК занялась фирма «ARBED». Разработан ряд РТК с массой 1 м от 7,0 до 21,8 кг, шириной 150–250 мм, толщиной 23–35 мм, диаметр оцинкованных тросов 11÷21 мм, конструкция 6×37+7×7, для всех типоразмеров число армирующих тросов одинаково – 8 (рис. 1.26). В каталоге фирмы «ARBED» РТК приведены как изделия, изготавливаемые серийно, однако сведений об их эксплуатации не имеется.



Рис. 1.25 – РТК польской фирмы SAG

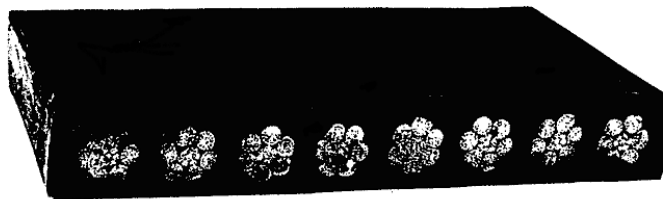


Рис. 1.26 – РТК немецкой фирмы ARBED

По всем техническим показателям польские канаты фирмы SAG можно считать одними из лучших, но их цена составляет 7÷8 долларов США за 1 кг.

Подводя итог обзору типов и конструкций уравновешивающих канатов, отметим, что на Украине в настоящее время на канатных заводах нет оборудования для выпуска многослойных круглых уравновешивающих канатов диаметрами 40÷60 мм и длинами до 1500–1800 м.

Конструкция плоского металлического каната и ручная технология его изготовления на Харьковском канатном заводе морально и технически устарели.

На тот период возникла необходимость разработки новых, научно обоснованных конструкций круглых и плоских РТК для шахтных подъемных установок Украины и создание предприятий для их выпуска.

2 ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДЛИНЫ КРУГЛЫХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Уравновешивающий канат представляет собой изогнутый, свободно провисающий под действием собственного веса, естественно закрученный стержень переменной по длине изгибной жесткости (рис. 2.1). В нижней части канат образует петлю, ширина которой $h = 2 \div 2,5$ м. Верхние концы канатов прикрепляют к подъемным сосудам с помощью вертлюжных прицепных устройств.

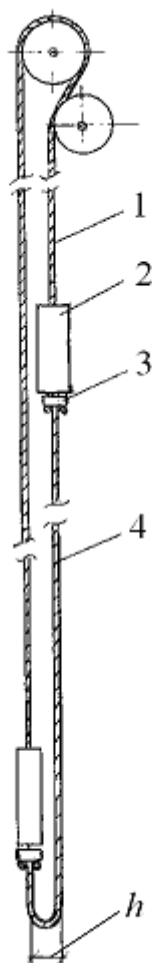


Рис. 2.1 – Схема крепления круглых уравновешивающих канатов к подъемным сосудам:
1 – подъемный канат; 2 – подъемный сосуд; 3 – вертлюг; 4 – уравновешивающий канат

При глубинах стволов до 200 м крепление уравновешивающих канатов осуществлялось без вертлюгов [10]. С увеличением длин канатов обнаружилась тенденция к перехлестыванию свободно провисающих отвесов канатов. Канат,

как естественно закрученный стержень, стремится раскрутиться под действием собственного веса при увеличении его длины. Канат стали крепить к подъемным сосудам с помощью вертлюгов, чтобы давать возможность канату раскручиваться и тем самым избежать перехлестывания (запутывания) его отвесов в стволе шахты. В нижней свободно провисающей части каната – петле – стали устанавливать бревенчатые разграничители отвесов канатов (см. рис. 1.1) – срубы высотой до 10 м, которые канаты постепенно перепиливали. Неудовлетворительную работу круглых уравнивающих канатов объясняли плохой работой вертлюжных прицепных устройств.

Из небольшого количества научных работ, посвященных уравнивающим канатам выделим работы Дворникова В.И. [21, 22], в которых приведены дифференциальные уравнения движения уравнивающего каната в наиболее общей постановке как упруго-изогнутого стержня с подвижными концами. В работе [21] даются рекомендации по практическому применению полученных уравнений – рассматривать малые динамические перемещения точек каната относительно текущего квазистатического состояния равновесия, принимаемого канатом в каждый момент времени при движении его концов. Такой подход предполагает численное интегрирование уравнений движения каната, что не позволит получить аналитические зависимости и, насколько нам известно, еще не выполнен.

Нами выбран другой подход решения задачи об оценке предельных длин круглых уравнивающих канатов, основанный на критерии потери устойчивости прямолинейной формы равновесия отвеса каната как весомого естественно закрученного стержня переменной по длине изгибной жесткости.

Рассматриваются одно-, двух- и трехслойные конструкции канатов. Часть материала этой главы опубликована в работах [23–32].

2.1 Дифференциальные уравнения продольно-крутильно-поперечных колебаний отвеса каната

Для выявления основных факторов и параметров, определяющих поведение и напряженно-деформированное состояние уравнивающего каната при работе подъемной установки, нецелесообразно рассматривать динамику всей установки. При больших длинах канатов (глубинах стволов) колебательные процессы в системе электропривод – головной канат – подъемный сосуд – уравнивающий канат существенно различаются по парциальным частотам и имеют малую динамическую связь [33].

Кроме того, если учесть, что подъемные сосуды движутся в направляющих, то можно принять, что поперечные колебания подъемных канатов не связаны с поперечными колебаниями уравнивающих канатов. Таким образом, закон вертикального движения подъемного сосуда может быть использован как кинематическое задание возмущения колебаний уравнивающего каната.

Из переходных режимов работы подъема – загрузка подъемного сосуда на весу, пуск установки, внезапное торможение и т.п. – самым опасным режимом следует считать режим предохранительного торможения, при котором замедления сосудов могут достигать 5 м/с^2 , как регламентировано правилами безопасности [34]. Поскольку этот режим кратковременный, изменением длины каната за время торможения пренебрегается.

При составлении расчетных схем приняты следующие гипотезы и допущения:

1. Натяжные устройства петли каната отсутствуют.
2. В нижнем сечении каната петля не передает продольных усилий с одной ветви на другую, продольные усилия в этом сечении принимаются равными нулю.

3. Канат в петле не проворачивается, петля моделируется жесткой на кручение опорой, не ограничивающей поперечные перемещения нижнего сечения отвеса каната.

Последнее допущение можно пояснить следующими рассуждениями. Участок петли каната – это существенно изогнутый участок каната длиной около 5 м. При длине отвеса более 1000 м криволинейный короткий отрезок каната ограничивает свободное прокручивание каната в петле. Ведь если бы канат свободно проворачивался в петле, то не было бы необходимости в вертлюжном прицепном устройстве. Поскольку непосредственно к канату по длине отвеса моментная нагрузка не приложена, то в статике и квазистатике крутящий момент в канате должен быть постоянным по длине отвеса каната и равным крутящему моменту в опоре верхней или нижней. В верхней опоре крутящий момент не равен нулю, а равен моменту трения в подшипнике вертлюга, значит и в петле, в нижней опоре, крутящий момент такой же по величине и противоположный по направлению и ее можно представлять упругой или жесткой на кручение опорой, которая не ограничивает поперечные перемещения нижнего сечения отвеса каната, поскольку петля может практически свободно поворачиваться из своей плоскости. Изгибная жесткость длинных отвесов незначительна, поэтому удерживает петлю в ее плоскости только собственный вес.

4. Верхнее сечение каната, жестко прикрепленное к ротору вертлюга, полагаем жестко закрепленным от изгибов и продольных перемещений и вращающимся вместе с ротором, осевой момент инерции которого I_B .

5. Канат моделируем упругим или упруго-вязким естественно закрученным стержнем постоянной длины с переменной по длине изгибной жесткостью.

Рассматриваемая расчетная схема отвеса каната представлена на рис. 2.2.

Приведем вывод дифференциальных уравнений продольно-крутильно-поперечных колебаний отвеса круглого уравнивающего каната, как весомого естественно закрученного стержня переменной по длине изгибной жесткости.

Отвес каната длины l и линейной плотности μ и система отчета XYZ , связанная с подъемным сосудом, совершают поступательное переносное

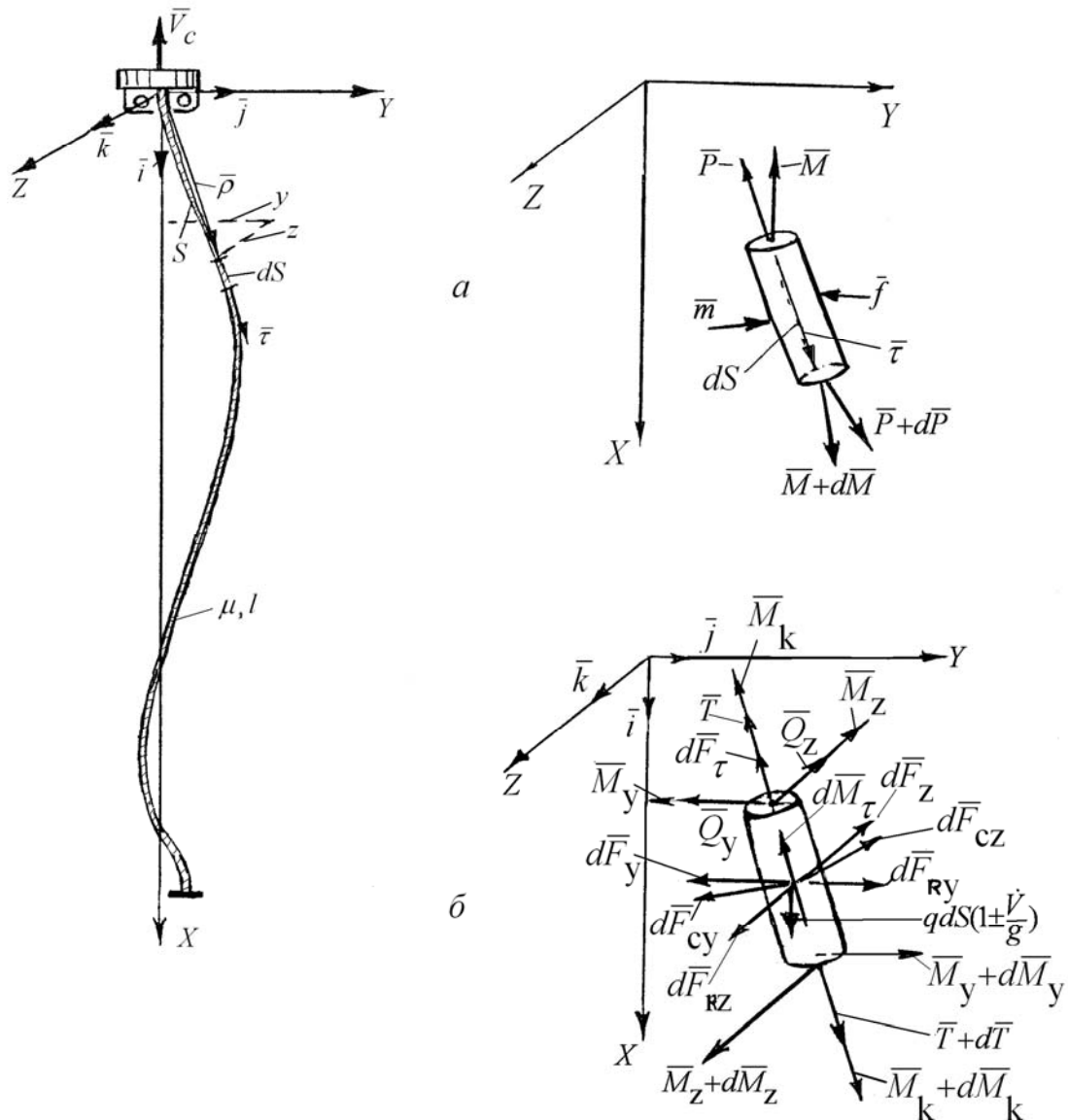


Рис. 2.2 – Схема отвеса каната, совершающего продольно-крутильно-поперечные колебания: a – схема нагружения элемента ds каната (общие векторные обозначения); b – схема нагружения элемента ds каната в принятой системе отсчета

движение со скоростью сосуда $V_c(t)$. Произвольное сечение каната, определяемое дуговой координатой s , получает при колебаниях поперечные

отклонения y и z , продольное перемещение U , направленное по касательной τ и обусловленное растяжением и раскручиванием верхней части отвеса каната, и поворот сечения каната v вокруг оси касательной относительно некоторого неподвижного направления.

Будем обозначать: u – часть продольного перемещения сечения каната, обусловленную только деформацией упругого растяжения каната как стержня, без учета удлинения от раскручивания каната; q – погонный вес каната; m – момент инерции единицы длины каната относительно его продольной оси; $G(x)$ – изгибная жесткость каната.

Перемещения $U(x)$, $u(x)$ и $v(x)$ для прямого естественно закрученного стержня связаны соотношением

$$U(x) = u(x) - k[v(0) - v(x)], \quad (2.1)$$

где k – коэффициент раскрутки каната, $v(0)$ – угол поворота верхнего сечения каната с роторной частью вертлюга.

Продольное усилие T и крутящий момент M_k в поперечном сечении прямого каната определяются зависимостями, полученными М.Ф. Глушко [35]

$$\begin{aligned} T &= A \frac{dU}{dx} + C \frac{dv}{dx}, \\ M_k &= C \frac{dU}{dx} + B \frac{dv}{dx}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

где A , B , C – Глушко М.Ф. назвал агрегатными коэффициентами жесткости каната, они зависят от конструкции каната и параметров его свивки, коэффициент раскрутки каната определяется через агрегатные коэффициенты жесткости следующим соотношением

$$k = \frac{C}{A}. \quad (2.3)$$

В работе [36] выражения (2.2) с учетом (2.1) и (2.3) записаны в виде:

$$T = A \frac{du}{dx};$$

$$M_{\kappa} = B_{\kappa} \frac{dv}{dx} + kT, \quad (2.4)$$

где первое слагаемое в выражении для M_{κ} называют моментом упругих сил, а второе – моментом раскрутки; $B_{\kappa} = B - k^2 A$ – жесткость каната на кручение (как для стержня).

Будем полагать зависимости (2.3) и (2.4) для прямого каната справедливыми при малых поперечных колебаниях каната.

Для составления уравнений продольно-крутильно-поперечных колебаний воспользуемся условиями равновесия элемента каната в векторной форме и принципом Даламбера.

На рис. 2.2, а показан элемент каната ds . Главный вектор и главный момент внутренних сил в сечении S каната обозначены \vec{P} и \vec{M} соответственно, \vec{f} , \vec{m} – векторы интенсивности силовой и моментной внешних нагрузок. В сечении $S+dS$ главный вектор и главный момент внутренних сил равны $\vec{P} + d\vec{P}$ и $\vec{M} + d\vec{M}$ соответственно.

Уравнения равновесия элемента каната в векторной форме имеют вид:

$$\frac{d\vec{P}}{ds} = -\vec{f}, \quad \frac{d\vec{M}}{ds} = -\vec{\tau} \times \vec{P} - \vec{m}, \quad (2.5)$$

где $\vec{\tau}$ – орт касательной.

Радиус-вектор $\vec{\rho}$ произвольной точки на дуге S оси деформированного каната в его отклоненном состоянии можно представить в виде:

$$\vec{\rho} = (x + U)\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}.$$

Полагая для малых отклонений $ds = d(x + U)$, получим вектор касательной

$$\vec{\tau} = \frac{\partial \vec{\rho}}{\partial s} = \vec{i} + \frac{\partial y}{\partial s} \vec{j} + \frac{\partial z}{\partial s} \vec{k} \quad (2.6)$$

и кривизну дуги

$$\vec{\chi} = \frac{\partial \vec{\tau}}{\partial s} = \frac{\partial^2 y}{\partial s^2} \vec{j} + \frac{\partial^2 z}{\partial s^2} \vec{k}. \quad (2.7)$$

На рис. 2.2, б показаны разложенные по координатным осям нагрузки и силы инерции, приложенные к элементу каната. Главный вектор внутренних сил в поперечном сечении каната \vec{P} представим составляющими \vec{T} , \vec{Q}_y , \vec{Q}_z , где \vec{T} – продольное усилие, \vec{Q}_y , \vec{Q}_z – поперечные силы, параллельные координатным осям. Главный момент внутренних сил \vec{M} состоит из крутящего момента \vec{M}_κ , направленного по касательной к линии s , и изгибающего момента, направленного по бинормали b , с составляющими \vec{M}_y и \vec{M}_z . Вектор интенсивности внешней нагрузки \vec{f} состоит из следующих составляющих, которые находим как отношение к длине элемента каната ds равнодействующих следующих распределенных сил: веса элемента каната и его силы инерции переносного поступательного движения $qds \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right)$, направленной вертикально параллельно оси X , и сил инерции: $d\vec{F}_\tau$, обусловленной относительным ускорением при продольных деформациях каната и направленной вдоль касательной; $d\vec{F}$ – сила инерции при поперечных колебаниях (составляющие $d\vec{F}_y$, $d\vec{F}_z$); $d\vec{F}_C$ – кориолисова сила инерции, обусловленная взаимным влиянием продольных и поперечных колебаний, направленная перпендикулярно $\vec{\tau}$ (составляющие $d\vec{F}_{Cy}$, $d\vec{F}_{Cz}$ можем направить вдоль координатных осей Y и Z при малых поперечных колебаниях каната); $d\vec{F}_R$ – радиальная (центробежная) сила инерции, обусловленная вращением каната вокруг вертикальной оси X с угловой скоростью $\omega(x, t)$ (составляющие $d\vec{F}_{Ry}$, $d\vec{F}_{Rz}$). Вектор интенсивности моментной нагрузки \vec{m} равен отношению к длине элемента каната ds момента сил инерции $d\vec{M}_\tau$, определяемого угловым ускорением элемента ds при крутильных деформациях

и направленного вдоль касательной $\vec{\tau}$ (угловым ускорением элемента каната при малых поперечных колебаниях пренебрегаем).

Указанные инерционные нагрузки определяются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}
 d\vec{F}_\tau &= -\mu ds \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \vec{\tau}; & d\vec{F}_y &= -\mu ds \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \vec{j}; & d\vec{F}_z &= -\mu ds \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \vec{k}; \\
 d\vec{F}_{Cy} &= -2\mu ds \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) \cdot \frac{\partial U}{\partial t} \vec{j}; & d\vec{F}_{Cz} &= -2\mu ds \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right) \cdot \frac{\partial U}{\partial t} \vec{k}; \\
 d\vec{F}_{Ry} &= \mu ds \omega^2 y \vec{j}; & d\vec{F}_{Rz} &= \mu ds \varpi^2 z \vec{k}; & d\vec{M}_\tau &= -m ds \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \vec{\tau}. \quad (2.8)
 \end{aligned}$$

Сделаем еще одно весьма полезное упрощающее допущение относительно величины и направления продольной составляющей главного вектора внутренних сил \vec{T} в произвольном сечении каната. На часть отвеса каната, расположенную ниже рассматриваемого сечения, действуют только вертикальные силы – сила тяжести и сила инерции поступательного переносного движения нижней части отвеса. Других сил нет. Есть концевой крутящий момент в петле. Поэтому логично принять, что продольная составляющая главного вектора внутренних сил \vec{T} состоит из квазистатической составляющей \vec{T}_{rc} , направленной вертикально и равной весу и силе инерции поступательного движения нижней части отвеса каната, и динамической составляющей \vec{T}_∂ , направленной по касательной к изогнутой оси каната при колебаниях. При этом не учитываем изменения длины оси каната при поперечных колебаниях, поскольку рассматриваются малые колебания, т.е. полагаем $ds = dx$. Таким образом, заменяя в (2.5)–(2.7) ds на dx , представим \vec{P} в виде:

$$\vec{P} = \vec{T}_{rc} + \vec{T}_\partial = q(l-x) \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) \vec{i} + T_\partial \vec{i} + T_\partial \frac{\partial y}{\partial x} \vec{j} + T_\partial \frac{\partial z}{\partial x} \vec{k}. \quad (2.9)$$

Вектор интенсивности внешней нагрузки

$$\begin{aligned}
\vec{f} &= f_x \vec{i} + f_y \vec{j} + f_z \vec{k} = \\
&= \frac{1}{dx} \left[-dF_\tau + q dx \left(1 \pm \frac{V_c}{g} \right) + dF_{Cy} \frac{\partial y}{\partial x} + dF_{Cz} \frac{\partial z}{\partial x} \right] \vec{i} + \\
&+ \left[-dF_y - dF_{Cy} + dF_{Ry} - dF_\tau \frac{\partial y}{\partial x} \right] \vec{j} + \\
&+ \left[-dF_z - dF_{Cz} + dF_{Rz} - dF_\tau \frac{\partial z}{\partial x} \right] \vec{k}.
\end{aligned} \tag{2.10}$$

Главный момент внутренних сил \vec{M} в сечении каната состоит из крутящего момента \vec{M}_κ , направленного по касательной $\vec{\tau}$, и изгибающего момента \vec{M}_u , направленного по бинормали b . Поскольку бинормаль перпендикулярна касательной, вектор изгибающего момента определяем следующим образом

$$\vec{M}_u = G(x)(\vec{\tau} \times \vec{\chi}) = G(x) \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \vec{k} - \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \vec{j} \right). \tag{2.11}$$

Главный момент

$$\vec{M} = \vec{M}_\kappa + \vec{M}_u = M_\kappa \vec{i} + \left[M_\kappa \frac{\partial y}{\partial x} - G(x) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right] \vec{j} + \left[M_\kappa \frac{\partial z}{\partial x} + G(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] \vec{k}. \tag{2.12}$$

Первое уравнение (2.5) в проекциях на координатные оси с учетом (2.10), (2.11) дает следующие соотношения:

$$\frac{\partial P_x}{\partial x} = -q \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) + \frac{\partial T_\partial}{\partial x} = -f_x = -\frac{1}{dx} \left[-dF_\tau + q dx \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) + dF_{Cy} \frac{\partial y}{\partial x} + dF_{Cz} \frac{\partial z}{\partial x} \right]; \tag{2.13}$$

$$\frac{\partial P_y}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(T_\partial \frac{\partial y}{\partial x} \right) = -f_y = -\frac{1}{dx} \left[-dF_y - dF_{Cy} + dF_{Ry} - dF_\tau \frac{\partial y}{\partial x} \right]; \tag{2.14}$$

$$\frac{\partial P_z}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(T_\partial \frac{\partial z}{\partial x} \right) = -f_z = -\frac{1}{dx} \left[-dF_z - dF_{Cz} + dF_{Rz} - dF_\tau \frac{\partial z}{\partial x} \right]; \tag{2.15}$$

Второе уравнение (2.5) с учетом (2.9) перепишем в виде

$$\frac{d\vec{M}}{dx} = -\vec{\tau} \times (\vec{T}_{\kappa c} + \vec{T}_\partial) - \vec{m} = -\vec{\tau} \times \vec{T}_{\kappa c} - \vec{m}, \tag{2.16}$$

из которого в проекциях на координатные оси XYZ получим

$$\frac{\partial M_x}{\partial x} = m \frac{\partial^2 \nu}{\partial t^2}; \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial M_y}{\partial x} = -T_{\kappa c} \frac{\partial z}{\partial x} + m \frac{\partial^2 \nu}{\partial t^2} \frac{\partial y}{\partial x}; \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial M_z}{\partial x} = T_{\kappa c} \frac{\partial y}{\partial x} + m \frac{\partial^2 \nu}{\partial t^2} \frac{\partial z}{\partial x}. \quad (2.19)$$

Уравнения (2.13)–(2.19) описывают продольно-крутильно-поперечные колебания отвеса каната. С учетом (2.8), (2.10), (2.12) эти уравнения принимают вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_\theta}{\partial x} &= \mu \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - 2\mu \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} \frac{\partial y}{\partial x} - 2\mu \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} \frac{\partial z}{\partial x}; \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(T_\theta \frac{\partial y}{\partial x} \right) &= \mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2\mu \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} - \mu \omega^2 y + \mu \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \frac{\partial y}{\partial x}; \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(T_\theta \frac{\partial z}{\partial x} \right) &= \mu \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + 2\mu \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} - \mu \omega^2 z + \mu \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \frac{\partial z}{\partial x}; \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial M_\kappa}{\partial x} = m \frac{\partial^2 \nu}{\partial t^2};$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(M_\kappa \frac{\partial y}{\partial x} - G(x) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) &= - \left(q(l-x) \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) \right) \frac{\partial z}{\partial x} + m \frac{\partial^2 \nu}{\partial t^2} \frac{\partial y}{\partial x}; \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(M_\kappa \frac{\partial z}{\partial x} - G(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) &= - \left(q(l-x) \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) \right) \frac{\partial y}{\partial x} + m \frac{\partial^2 \nu}{\partial t^2} \frac{\partial z}{\partial x}. \end{aligned}$$

К полученной системе уравнений необходимо добавить уравнения (2.2).

Граничные условия:

$$\begin{aligned} \text{при } x=0 \quad & 1) U(0,t)=0; \quad 2) M(0,t) = I_B \frac{\partial^2 \nu(0,t)}{\partial t^2} + M_{TP} \text{sign} \omega(0,t); \\ & 3) y(0,t)=0; \quad 4) z(0,t)=0; \quad 5) \frac{\partial y(0,t)}{\partial x} = 0; \quad 6) \frac{\partial z(0,t)}{\partial x} = 0; \\ \text{при } x=1 \quad & 7) T(l,t)=0; \quad 8) \nu(l,t)=0; \quad 9) \frac{\partial y(l,t)}{\partial x} = 0; \quad 10) \frac{\partial z(l,t)}{\partial x} = 0, \end{aligned} \quad (2.21)$$

где M_{TP} – момент трения в упорном подшипнике вертлюга, равный

$$M_{\text{тр}} = T(0, t) \frac{d_{\text{п}}}{2} f, \quad (2.22)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр подшипника, f – коэффициент трения качения.

Начальные условия:

$$t = 0 U(x, 0) = U_{\text{кв}}(x); \quad v(x, 0) = v_{\text{кв}}(x); \quad y(x, 0) = 0; \quad z(x, 0) = 0;$$

$$\frac{\partial U(x, 0)}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial v(x, 0)}{\partial t} = \varpi(x); \quad \frac{\partial y(x, 0)}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial z(x, 0)}{\partial t} = 0. \quad (2.23)$$

Отметим особенности системы уравнений (2.20).

Первое и четвертое уравнения системы (2.20) с учетом (2.2) описывают продольно-крутильные колебания отвеса каната. При этом два последние слагаемые в первом уравнении системы (2.20) учитывают проекции кориолисовых сил инерции на продольную ось каната при продольно-поперечных колебаниях, что позволяет сделать заключение о незначительном влиянии поперечных колебаний каната на его продольно-крутильные колебания.

Два последних уравнения системы (2.20) описывают поперечные перемещения (y, z) сечений каната. Возмущением указанных поперечных перемещений является крутящий момент в канате и момент сил инерции при крутильных колебаниях. Поскольку эти члены уравнений имеют малые коэффициенты $\frac{\partial z}{\partial x}$, $\frac{\partial y}{\partial x}$, они оказывают влияние на поперечные перемещения каната при превышении крутящим моментом некоторого критического значения $M_{\text{кр}}$. Таким образом, нет необходимости изучать поперечные колебания отвеса каната, вызываемые его продольно-крутильными колебаниями, после превышения крутящим моментом в канате значения $M_{\text{кр}}$. Можно утверждать, что амплитуды поперечных колебаний будут возрастать существенно. Принятая математическая модель малых поперечных колебаний просто не позволит достаточно точно оценить значительные отклонения оси каната от вертикали. Да в этом нет необходимости, поскольку пространство в стволе шахты ограничено и рядом с рассматриваемым отвесом каната (на расстоянии до 0,5 м) располагается

отвес соседнего уравнивающего каната. Определяя значение $M_{кр}$, мы оцениваем границу, предельное значение крутящего момента, при превышении которого возможно перехлестывание отвесов канатов.

2.2 Исследуемые конструкции канатов и их параметры

В качестве уравнивающих канатов применяются разные типы и конструкции канатов. Поскольку мы ставим целью выяснить критерии поведения канатов разных конструкций в зависимости от параметров их свиски, воспользуемся разработанной проф. Глушко М.Ф. теорией продольно-крутильных деформаций канатов [35].

Для анализа выбраны однослойные канаты ГОСТ 7668-80 односторонней и крестовой свивки, двухслойные канаты ГОСТ 16827-81, ГОСТ 16828-81, ГОСТ 3088-80, польские канаты GIG, трехслойные канаты из 33 одинаковых прядей.

2.2.1 Агрегатные коэффициенты жесткости канатов

Для многослойного каната, имеющего N слоев прядей, при совместной их работе принимается гипотеза плоских сечений. Действительно, слои прядей укладываются плотно один на другой на канатовьющей машине и канат может быть подвергнут разным нагрузкам при эксплуатации. Нагрузки и граничные условия закрепления каната определяет его деформации и только при определенных нагрузках может нарушиться плотный контакт между слоями прядей. До наступления этого момента канат следует рассматривать как агрегат, коэффициенты жесткости которого должны определяться суммами:

$$A = \sum_{i=1}^N A_i; \quad B = \sum_{i=1}^N B_i; \quad C = \sum_{i=1}^N C_i, \quad (2.24)$$

где A_i , B_i , C_i – агрегатные коэффициенты жесткости i -го слоя прядей [36]. Приведем здесь основные определения и формулы из [36], поскольку они используются в других разделах исследования.

A_i, B_i, C_i зависят от числа прядей в i -м слое m_i , агрегатных коэффициентов жесткости прядей $a_{0i}, b_{0i}, c_{0i}, g_{0i}$ и параметров свивки прядей – радиуса R_i и угла свивки β_i (рис. 2.3)

$$A_i = m_i \left(a_{0i} - \cos^3 \beta_i + 2 \frac{c_{0i}}{R_i} \sin^3 \beta_i \cos^2 \beta_i + \right. \\ \left. + \frac{b_{0i} \sin^2 \beta_i + g_{0i} \cos^2 \beta_i}{R_i^2} \sin^4 \beta_i \cos \beta_i \right); \quad (2.25)$$

$$B_i = m_i \left(a_{0i} R_i^2 \sin^2 \beta_i \cos \beta_i + b_{0i} \cos^7 \beta_i + g_{0i} (1 - \cos^2 \beta_i) \times \right. \\ \left. \times \sin^2 \beta_i \cos \beta_i + 2c_{0i} R_i \cos^4 \beta_i \sin \beta_i \right); \quad (2.26)$$

$$C_i = m_i \left(a_{0i} R_i \cos^2 \beta_i \sin \beta_i + c_{0i} (1 + \tan^4 \beta_i) \cos^5 \beta_i + \right. \\ \left. + \frac{1}{R_i} (b_{0i} \cos^2 \beta_i - g_{0i} (1 + \cos^2 \beta_i)) \sin^3 \beta_i \cos^2 \beta_i \right). \quad (2.27)$$

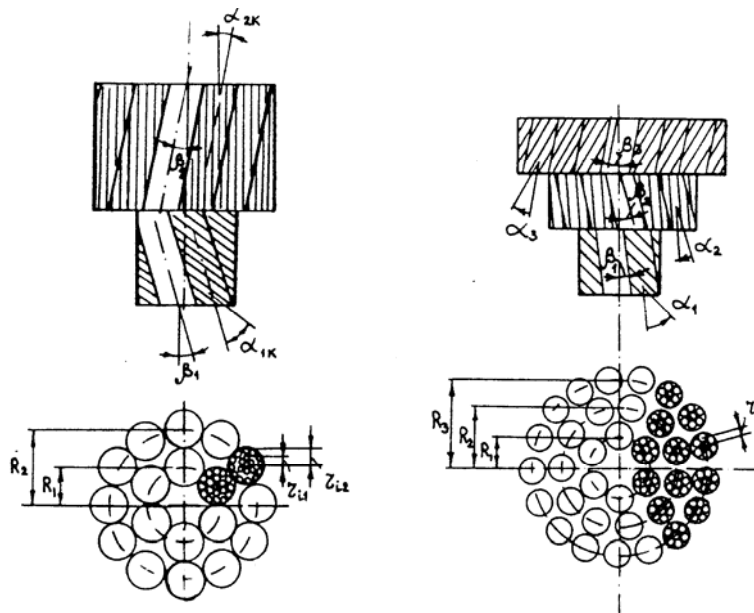


Рис. 2.3 – Обозначения параметров свивки канатов

Агрегатные коэффициенты жесткости пряди i -го слоя зависят от материала проволок, их диаметра, параметров свивки каждого k -го ряда – r_{ik} , α_{ik} – радиуса и угла свивки, числа проволок в каждом ряду – n_{ik} , числа рядов проволок в пряди – l_i :

$$a_{0i} = a_{ci} + \sum_{k=1}^{l_i} n_{ik} a_{ik}; \quad (2.28)$$

$$b_{0i} = b_{ci} + \sum_{k=1}^{l_i} n_{ik} b_{ik}; \quad (2.29)$$

$$c_{0i} = \sum_{k=1}^{l_i} n_{ik} c_{ik}; \quad (2.30)$$

$$g_{0i} = E \left(I_{ci} + \sum_{k=1}^{l_i} n_{ik} I_{ik} \right) K^*, \quad (2.31)$$

где E – модуль упругости при растяжении материала проволок, I_{ci} , I_{ck} – моменты инерции площади поперечного сечения центральной (с) и проволок k -го ряда i -ой пряди, K^* – коэффициент >1 , учитывающий увеличение изгибной жесткости каната при натяжении [37, 38], a_{ci} , b_{ci} – жесткости центральных проволок i -ой пряди при растяжении и кручении

$$a_{ci} = EF_{ci}; \quad b_{ci} = GI_{\rho ci}, \quad (2.32)$$

F_{ci} , $I_{\rho ci}$ – соответственно площадь и полярный момент инерции площади поперечного сечения центральной проволоки, G – модуль упругости при сдвиге материала проволоки.

Для проволок k -го ряда i -ой пряди жесткостные параметры зависят от их жесткости и параметров свивки:

$$a_{ik} = EF_{ik} \cos^3 \alpha_{ik} + EI_{ik} \frac{\sin^4 \alpha_{ik}}{r_{ik}^2} \cos^3 \alpha_{ik} + GI_{\rho ik} \frac{\sin^6 \alpha_{ik} \cos^2 \alpha_{ik}}{r_{ik}^2}; \quad (2.33)$$

$$b_{ik} = EF_{ik} r_{ik}^2 \cos \alpha_{ik} \sin^2 \alpha_{ik} + GI_{\rho ik} \cos^2 \alpha_{ik} + EI_{ik} \left(1 + \cos^2 \alpha_{ik} \right)^2 \sin^2 \alpha_{ik} \cos \alpha_{ik}; \quad (2.34)$$

$$c_{ik} = EF_{ik} r_{ik} \cos^2 \alpha_{ik} \sin \alpha_{ik} + GI_{\rho ik} \frac{\cos^4 \alpha_{ik}}{r_{ik}} \sin^3 \alpha_{ik} - EI_{ik} \left(1 + \cos^2 \alpha_{ik} \right) \frac{\cos^2 \alpha_{ik}}{r_{ik}} \sin^3 \alpha_{ik}, \quad (2.35)$$

где r_{ik} , α_{ik} – радиус и углы свивки проволок k -го ряда, F_{ik} , I_{ik} , $I_{\rho ik}$ – соответственно площадь поперечного сечения, осевой и полярный моменты инерции площади поперечного сечения проволоки k -го ряда.

В дальнейшем диаметр проволок будем обозначать δ_{ci} , δ_{ik} – соответственно для центральной проволоки и проволоки k -го ряда i -ой пряди, тогда

$$F_{ik} = \frac{\pi \delta_{ik}^2}{4}; \quad I_{ik} = \frac{\pi \delta_{ik}^4}{64}; \quad I_{\rho ik} = \frac{\pi \delta_{ik}^4}{32}. \quad (2.36)$$

Угол свивки наружного слоя прядей β_i принимается за положительный. По отношению этого направления назначаются знаки углов свивки прядей остальных слоев и проволок в прядях α_{ik} . Эти же знаки углов должны сохраняться при расчете напряженно-деформированного состояния канатов [36].

В соответствии с теорией подобия и размерностей для пересчета агрегатных коэффициентов жесткости на другие размеры каната одинаковой конструкции можно воспользоваться следующими формулами

$$\frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2; \quad \frac{B_1}{B_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4; \quad \frac{C_1}{C_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3. \quad (2.37)$$

2.2.2 Описание исследуемых конструкций канатов

2.2.2.1 Однослойные канаты

Двухслойные канаты пришли на смену широко применявшемуся ранее однослойному канату двойной свивки ТУ-14-4-1444-87 (ГОСТ 7668-80), поперечное сечение которого показано на рис. 1.3, а. Эти канаты еще применяются на ряде шахт и даже на самой глубокой в Донбассе шахте «Шахтерская–Глубокая» навешен такой канат длиной 1250 м.

Используются канаты крестовой свивки: $\beta +$, $\alpha -$, но нами рассмотрен дополнительно численный пример расчета напряженно-деформированного состояния и каната односторонней свивки: $\beta +$, $\alpha +$.

Анализировалось напряженно-деформированное состояние только каната $d = 42$ мм, $\mu = 6,75$ кг/м, $\sum F_i = 683,6$ мм², имеющего следующие параметры: пряди, конструкции 1+7+7/7+14 свиты из проволок диаметром $\delta_0 = 2,6$ мм, $\delta_1 = 1,9$ мм, $\delta_2 = 1,9$ мм, $\delta_3 = 1,4$ мм, $\delta_4 = 2,3$ мм с шагом $h = 126$ мм, что соответствует кратности свивки проволок $k_{II} = 9$ (ГОСТ 3241-91), радиусы свивки проволок: $r_1 = 2,25$ мм, $r_2 = 3,65$ мм, $r_3 = 3,9$ мм, $r_4 = 5,85$ мм, углы свивки проволок $\alpha_1 = \pm 6,4018^\circ$, $\alpha_2 = \pm 10,3257^\circ$, $\alpha_3 = \pm 11,0055^\circ$, $\alpha_4 = \pm 16,2630^\circ$, знак (+) для каната односторонней и (-) – для каната крестовой свивки. Диаметр пряди $d_{пр} = 14$ мм. Радиус и угол свивки прядей: $R = 14$ мм, $\beta = 17,8597^\circ$.

Агрегатные коэффициенты жесткости пряди: $a_0 = 2,212207 \cdot 10^7$ Н, $b_0 = 40,42835$ Нм², $c_0 = \pm 23715,34$ Нм (знак + для каната односторонней свивки), $g_0 = 6,667605$ Нм².

Агрегатные коэффициенты жесткости каната односторонней свивки: $A = 1,15167 \cdot 10^8$ Н, $B = 3763,752$ Нм², $C = 626217,3$ Нм, $G = 800,1126$ Нм², $\Delta = 4,07461 \cdot 10^{10}$ Н²м², $B_k = 354,2627$ Нм², $k = 5,44457 \cdot 10^{-3}$ м.

Агрегатные коэффициенты жесткости каната крестовой свивки: $A = 1,139542 \cdot 10^8$ Н, $B = 1758,051$ Нм², $C = 401509$ Нм, $G = 800,1126$ Нм², $\Delta = 3,912288 \cdot 10^{10}$ Н²м², $B_k = 343,3549$ Нм², $k = 3,52342 \cdot 10^{-3}$ м.

2.2.2.2 Двухслойные канаты

В настоящее время на Украине и в странах СНГ на угольных шахтах применяются в основном двухслойные малокрутящиеся канаты ГОСТ 16827-81, ГОСТ 16828-81, ГОСТ 3088-80, имеющие 6 прядей в первом слое и 12 во втором, поперечные сечения этих канатов представлены на рис. 1.3, б, в, г. Направления свивки прядей и проволок в прядь следующие: $\beta_2 +$, $\alpha_2 -$, $\beta_1 -$, $\alpha_1 -$, т.е. пряди первого слоя имеют одностороннюю свивку, а пряди второго слоя – крестовую. Эту конструкцию мы назвали нераскручивающейся. Рассмотрена одна конструкция каната ГОСТ 16828-81 $d = 30$ мм со следующими направлениями

свивки проволок в пряди: $\beta_2 +$, $\alpha_2 +$, $\beta_1 -$, $\alpha_1 +$, которая названа раскручивающейся.

Геометрические и жесткостные параметры выбранных для исследования двухслойных канатов приведены в табл. 2.1–2.6. Обозначения параметров соответствуют принятым в расчетных зависимостях выше. Дополнительно обозначено: h – шаг свивки проволок в прядь, H – шаг свивки прядей в слоях каната, $d_{пр}$, $S_{п}$ – диаметр и суммарная площадь поперечного сечения проволок пряди.

Таблица 2.1 – Геометрические параметры канатов ГОСТ 16827-81 конструкции 12x36(1+7+7/7+14)+6x36(1+7+7/7+14)+1 о.с., принятых к рассмотрению

d , мм	ρ , кг/м	$\sum F_i$, мм ²	Геометрические параметры пряди							$\frac{R_1}{R_2}$	$\frac{H_1^{**}}{H_2^{***}}$
			δ_c , мм	δ_k , мм	r_k , мм	h^* , мм	α_k , град	$d_{п}$, мм	$S_{п}$, мм ²		
40	6,9	722,55	1,5	1,1	1,3	77,4	-6,024	8,6	40,142	$\frac{8,6}{17,2}$	$\frac{168}{280}$
				1,1	2,3	77,4	-10,576				
				0,8	2,45	77,4	-11,249				
				1,4	3,6	77,4	-16,291				
										$\beta_1 = -17,830^\circ$	
										$\beta_2 = +21,105^\circ$	
50	10,3	1109,91	1,9	1,4	1,65	91	-6,499	10,1	61,662	$\frac{10,1}{20,2}$	$\frac{197}{350}$
				1,4	2,65	91	-10,369				
				1,0	2,85	91	-11,132				
				1,7	4,2	91	-16,172				
										$\beta_1 = -17,855^\circ$	
										$\beta_2 = +19,932^\circ$	
60	15,2	1674,23	2,3	1,7	2,0	112	-6,402	12,45	93,013	$\frac{12,45}{24,9}$	$\frac{234}{420}$
				1,7	3,25	112	-10,333				
				1,25	3,48	112	-11,047				
				2,1	5,16	112	-16,144				
										$\beta_1 = -17,844^\circ$	
										$\beta_2 = +20,43^\circ$	

* – соответствует кратности свивки пряди $K_{п} = 9$ (ГОСТ 3241-91);

** – соответствует кратности свивки $K = 6,5$ (ГОСТ 3241-91);

*** – соответствует кратности свивки $K = 7$ (ГОСТ 3241-91).

Таблица 2.2 – Жесткостные параметры канатов ГОСТ 16827-81 конструкции
12x36(1+7+7/7+14)+6x36(1+7+7/7+14)+1 о.с.,

d , мм	Параметры прядей				Параметры каната	
	a_0 10 ⁷ Н	b_0 , Нм ²	C_0 , Нм	q_0 , Нм ²	A 10 ⁷ Н	B, Нм ²
40	0,7771753	5,5949	-5304,45	0,8474446	11,58473	3256,533
50	1,197180	11,38266	-9265,842	1,966256	18,12077	6296,726
60	1,805535	26,0422	-17241,9	4,476678	27,15494	15053,7
d , мм	Параметры каната					
	Δ 10 ¹⁰ Н ² м ²	B_k , Нм ²	K 10 ⁻³ м	G , Нм ²	C, Нм	
40	27,46495	2370,789	2,765103	15,254	320329,7	
50	84,30496	4652,394	3,012357	35,39261	545862,3	
60	299,5337	11030,54	3,8491	80,5802	1045221	

Таблица 2.3 – Геометрические параметры канатов ГОСТ 16828-81 конструкции
12x7(1+6)+6x19(1+6+6/6)+1 о.с.

d , мм	ρ , кг/м	ΣF_i , мм ²	Геометрические параметры внутренней пряди (I)							R_1	H_1^{**}
			δ_{1c} , мм	δ_{1k} , мм	r_{1k} , мм	h_1^* , мм	α_{1k} , град	$d_{п1}$, мм	$S_{п1}$, мм ²		
30 (раск- руч.)	3,3	370,44	1,3	1,2	1,25	51,3	+8,704	5,7	20,789	5,7	112
				1,3	2,25	51,3	+15,080				
				1,0	2,35	51,3	+16,057				
30 (не раскр)	3,3	370,44	1,3	1,2	1,25	51,3	+8,704	5,7	20,789	5,7	112
				1,3	2,25	51,3	+15,080				
				1,0	2,35	51,3	+16,057				
40	6,41	700,16	1,8	1,7	1,75	72	-8,686	9,6	59,455	9,6	187
				1,8	3,10	72	-15,138				
				1,4	3,30	72	-16,065				

* – соответствует кратности свивки пряди $K_{п1} = 9$ (ГОСТ 3241-91);

** – соответствует кратности свивки $K = 6,5$ (ГОСТ 3241-91).

d , мм	Геометрические параметры наружной пряди (II)							R_2	H_2^{**}	β_2
	δ_{2c} , мм	δ_{21} , мм	r_{21} , мм	h_{21}^* , мм	α_{21} , град	$d_{п2}$, мм	$S_{п2}$, мм ²			
30 (раск руч.)	2,1	1,9	2,0	53,1	+13,314	5,9	20,475	12	210	+19,75
30 (не раск)	2,1	1,9	2,0	53,1	-13,314	5,9	20,475	12	210	+19,75
40	2,8	2,6	2,7	72	-13,258	8,0	38,013	16	280	+19,75
50	3,4	3,2	3,3	88,2	-13,229	9,8	65,334	20	350	+19,75

* – соответствует кратности свивки пряди $K_{п} = 9$ (ГОСТ 3241-91);

** – соответствует кратности каната $K = 7$ (ГОСТ 3241-91).

Таблица 2.4 – Жесткостные параметры канатов ГОСТ 16828-81 конструкции 12x7(1+6)+6x19(1+6+6/6)+1 о.с.

d , мм	Слой прядей	Параметры прядей				Параметры каната	
		a_{0i} 10 ⁷ Н	b_{0i} , Нм ²	C_{0i} , Нм	q_{0i} , Нм ²	A 10 ⁷ Н	B, Нм ²
30 (раскр)	I	0,4039114	1,318737	+1747,315	0,3961944	6,11731	928,207
	II	0,4019968	1,588427	+1552,622	1,006515		
30 (не раскр)	I	0,4039114	1,318737	-1747,315	0,3961944	6,114941	751,002
	II	0,4019968	1,588427	-1552,622	1,006515		
40	I	0,7902756	5,06702	-4785,626	1,511673	11,55408	2536,043
	II	0,7463039	5,423821	-3910,273	3,460011		
50	I	1,156359	10,59148	-8305,809	3,298564	17,24015	5885,398
	II	1,125619	12,28016	-7225,443	7,862998		

d , мм	Параметры каната				
	C , Нм	Δ 10^{10} Н ² м ²	B_k , Нм ²	K 10^{-3} м	G , Нм ²
30 (раскр)	157369,9	3,201602	523,3677	2,572534	14,45535
30 (не раскр)	112783,9	3,320313	542,9836	1,844398	14,45535
40	265541,1	22,25044	1925,764	2,298244	50,59017
50	518876,7	74,54184	4323,735	3,0097	114,1474

В угольной промышленности Польши широко применялись двухслойные уравнивающие канаты типа GIG, сечения которых показаны на рис. 1.4, а, б, в, г и трехслойные канаты (рис. 1.4, д). Накоплен опыт их эксплуатации, который подробно освещен в [6, 7, 9].

Таблица 2.5 – Геометрические параметры канатов ГОСТ 3088-80 конструкции 18x19(1+6+6/6)+1 о.с.

d , мм	ρ , кг/м	ΣF_i , мм ²	Параметры пряди							$\frac{R_1}{R_2}$	$\frac{H_1^{**}}{H_2^{**}}$
			δ_c , мм	δ_k , мм	r_k , мм	h^* , мм	α_k , град	d_{II} , мм	S_{II} , мм ²		
41	7,18	732,02	1,8	1,7	1,75	72	-8,683	8,0	40,67	$\frac{8,0}{16,0}$	$\frac{156}{287}$
				1,8	3,1	72	-15,138				
				1,4	3,3	72	-16,065				
52	11,5 5	1179,18	2,3	2,2	2,25	90,9	-8,840	10,1	65,51	$\frac{10,1}{20,2}$	$\frac{197}{364}$
				2,3	3,9	90,9	-15,087				
				1,7	4,2	90,9	-16,189				
59,5	15,0 5	1538,38	2,6	2,5	2,55	104,4	-8,725	11,6	85,47	$\frac{11,6}{23,2}$	$\frac{226}{417,2}$
				2,6	4,5	104,4	-15,154				
				2,0	4,8	104,4	-16,113				
										$\beta_1 = -17,86^\circ$	$\beta_2 = +19,30^\circ$
										$\beta_1 = -17,86^\circ$	$\beta_2 = +19,22^\circ$
										$\beta_1 = -17,87^\circ$	$\beta_2 = +19,26^\circ$

* – соответствует кратности свивки пряди $K_{\text{п}} = 9$ (ГОСТ 3241-91);

** – соответствует кратности свивки $K = 6,5$ (ГОСТ 3241-91);

*** – соответствует кратности свивки $K = 7$ (ГОСТ 3241-91).

Таблица 2.6 – Жесткостные параметры канатов ГОСТ 3088-80 конструкции 18x19(1+6+6/6)+1 о.с.

d , мм	Параметры прядей (одинаковые в слоях)				Параметры каната		
	a_0 , 10^7Н	b_0 , Нм^2	C_0 , Нм	q_0 , Нм^2	A , 10^7Н	B , Нм^2	C , Нм
41	0,7902756	5,06702	-4785,63	1,51167	12,05654	2481,082	275083,2
52	1,273951	12,92890	-9645,39	3,98475	19,45570	6336,977	558192,0
59,5	1,66146	22,30140	-14515,04	6,70309	25,35953	10932,280	836950,6

Продолжение табл. 2.6

d , мм	Параметры каната			
	Δ , $10^{11}\text{Н}^2\text{м}^2$	B_k , Нм^2	K , 10^{-3}м	G , Нм^2
41	2,234617	1853,45	2,2816	27,2101
52	9,213251	4735,50	2,8690	71,7254
59,5	20,718900	8170,06	3,3003	120,6557

Нами выбран для исследования двухслойный канат GIG конструкции $6 \times 16 + 12 \times 16 + A_0$, BN-69/1727-04 диаметром 55 мм, $\mu = 10,9$ кг/м. Пряди первого и второго слоев одинаковы. Направления свивки: $\beta_2 +$, $\alpha_2 -$, $\beta_1 -$, $\alpha_1 -$. Эта конструкция каната представляет интерес для рассмотрения по двум причинам:

– во-первых, пряди каната не имеют центральных проволок (5+11), все проволоки одинаковые $\delta = 2,3$ мм;

– во-вторых, с конструкцией каната в Польше был выполнен промышленный эксперимент, заключающийся в том, что после эксплуатации каната и выявления характерного его дефекта в виде выпучивания наружу внутреннего слоя каната (рис. 1.18) было решено изменить шаги свивки прядей во внутреннем и наружном слоях. Был изготовлен канат модифицированной

конструкции, который в эксплуатации имел тот же дефект, что и канат основной конструкции [7, 39].

Канат основной конструкции имел следующие геометрические параметры: $r_{i1} = 2,0$ мм, $h_{i1} = 65$ мм ($\alpha_{i1} = -10,94193^\circ$), $r_{j2} = 4,27$ мм, $h_{i2} = 115$ мм ($\alpha_{i2} = -13,132^\circ$).

Пряди внутреннего слоя $-R_1 = 11,22$ мм, $H_1 = 205$ мм ($\beta_1 = -18,97755^\circ$), наружного слоя $-R_2 = 22,8$ мм, $H_2 = 475$ мм ($\beta_2 = 16,78294^\circ$).

В модифицированной конструкции увеличили шаг свивки внутренних прядей и уменьшили шаг свивки прядей наружного слоя: $H_1 = 240$ мм ($\beta_1 = -16,36957^\circ$), $H_2 = 440$ мм ($\beta_2 = 18,03438^\circ$).

Агрегатные коэффициенты жесткости каната основной и модифицированной конструкции приведены в табл. 2.7.

Таблица 2.7 – Жесткостные параметры двухслойных канатов конструкции 6x16+12x16+0.с. (BN-69/1727-04) и трехслойных канатов конструкции 6x7+11x7+16x7+0.с. (BN-77/5021) производства Польши

d , мм	Слой пряд	Параметры прядей в слоях				Параметры каната по слоям и в целом для конструкции *		
		$a_0 \cdot 10^7$ Н	b_0 , Нм ²	C_0 , Нм	q_0 , Нм ²	A 10^7 Н	B, Нм ²	C, Нм
55	1	1,29938	13,33963	-10411,15	4,61552	6,627386 (6,909209)	1410,11 (1150,456)	-302392,9 (-27815,6)
	2	“-	“-	“-	“-	13,65967 (12,99382)	5222,354 (6076,121)	839649,2 (896969,4)
	Σ					20,28706 (20,28541)	6632,464 (7226,577)	537317,2 (618812,9)
49	1	0,68308	3,956157	-3026,994	2,818691	3,600158	220,8532	-85698,81
	2	“-	“-	+3026,994	“-	5,872923	1806,252	-322771,8
	3	“-	“-	+3026,994	“-	8,461072	7639,097	801449,7
	Σ					17,93415	9666,201	392979,1

d , мм	Слой прядей	Параметры каната			
		$\Delta \cdot 10^{10} \text{ Н}^2 \text{ м}^2$	$B_k, \text{ Нм}^2$	$K \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$G, \text{ Нм}^2$
55	1	0,2048246	30,90576	-4,56187	27,6931
		(0,211633)	(30,63062)	(-4,02588)	(27,6931)
	2	0,8345617	61,09668	6,14692	55,3862
		(0,8200061)	(61,30371)	(6,70571)	(55,3862)
	Σ	105,6822	5209,341	2,64857	83,0794
		(108,3011)	(5338,869)	(3,05053)	(83,0794)

Продолжение 2 табл. 2.7

49	1	0,0606776	16,85416	-2,380418	16,91215
	2	0,18916	32,32044	-549593	31,90056
	3	0,402784	47,60449	9,472201	45,00906
	Σ	157,9119	8805,092	2,19123	93,01681

* в скобках указаны параметры каната можифицированной конструкции

2.2.2.3 Трехслойные канаты

Трехслойный канат (рис. 1.4, д) выпускается в Польше с 1977 г. по нормативу ВН-77/5021, состоит из 33 одинаковых прядей, все проволоки одного диаметра. Имеет следующие направления свивки: $\beta_3 +$, $\alpha_3 +$, $\beta_2 -$, $\alpha_2 +$, $\beta_1 -$, $\alpha_1 -$.

Выбран для рассмотрения канат диаметром 49 мм, $\mu = 10,5$ кг/м, диаметр проволок $\delta = 2,5$ мм. Конструкция прядей 1+6, $r_1 = 2,5$ мм, $h_1 = 75$ мм ($\alpha_{11} = -11,829^\circ$, $\alpha_{21} = +11,829^\circ$, $\alpha_{31} = +11,829^\circ$), диаметр пряди 7,5 мм.

Параметры свивки прядей: $R_1 = 6,5$ мм, $H_1 = 134$ мм ($\beta_1 = -16,95025^\circ$), $R_2 = 14$ мм, $H_2 = 210$ мм ($\beta_2 = -22,72779^\circ$), $R_3 = 21$ мм, $H_3 = 304$ мм ($\beta_3 = +23,46257^\circ$). Жесткостные параметры каната приведены в табл. 2.7

2.2.3 Зависимость изгибной жесткости каната от его осевого натяжения

При расчете параметров канатов принимается обычно, что изгибная жесткость ненапрянутого каната равна сумме изгибных жесткостей его проволок.

В работе [40] исследовалась экспериментально зависимость жесткости стальных канатов при изгибе от величины осевой растягивающей нагрузки. Для конкретных конструкций канатов получены нелинейные закономерности изменения изгибной жесткости от натяжения. Экспериментальные исследования выполнялись из-за сложности аналитического исследования.

Нами [41] предложен аналитико-экспериментальный метод определения указанной зависимости в лабораторных условиях. Остановимся на его сути и полученных результатах.

Схема нагружения отрезка испытываемого каната представлена на рис. 2.4, а. К срединному сечению каната прикладывается пара сил момента M , канат растягивается осевым усилием P . В местах крепления каната A и B , находящихся на расстоянии l от середины возникают одинаковые реакции опор $R_A = R_B$ и $M_A = M_B$ (рис. 2.4, б). На рис. 2.4, в, г показаны эпюры изгибающих моментов и поперечных сил. Ввиду симметрии схемы нагружения достаточно рассмотреть одну часть каната от опоры до середины. Начало отсчета системы O_{xy} принято в среднем сечении отрезка каната.

Дифференциальное уравнение изогнутой оси каната

$$G_k y'' - Py = R_A(l - x) + M_A, \quad (2.38)$$

где G_k – изгибная жесткость каната, y – прогиб продольной оси, P – продольное усилие, R_A – реакция опоры, M_A – момент в опоре.

На основании зависимости Журавского Д.И.

$$R_A = \frac{\frac{M}{2} + M_A}{l}. \quad (2.39)$$

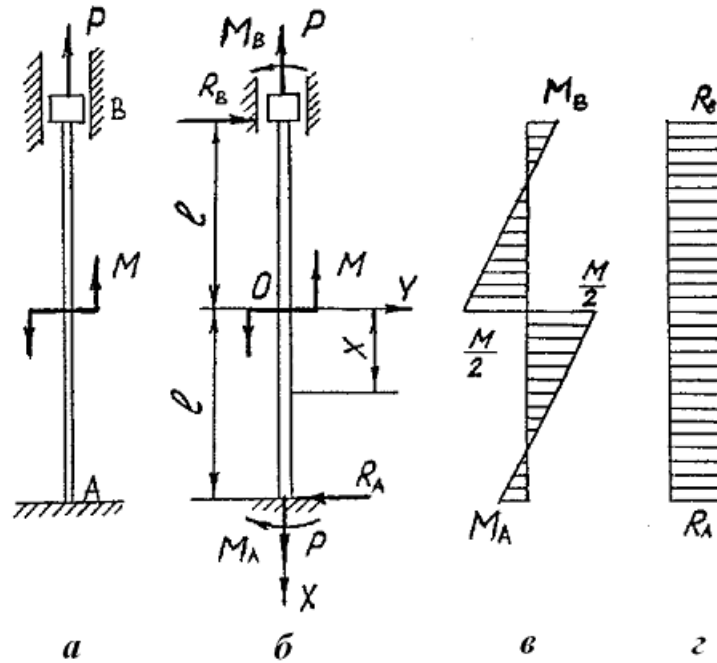


Рис. 2.4 – Схема нагружения отрезка каната

Уравнение (2.38) с учетом (2.39) принимает вид:

$$y'' - \zeta^2 y = \frac{M}{2G_k} - \left(\frac{M}{2} + M_A \right) \frac{x}{G_k l}, \quad (2.40)$$

где $\zeta^2 = \frac{P}{G_k}$.

Граничные условия задачи:

1. При $x = 0$ $y = 0$;
2. При $x = 1$ $y = 0$;
3. При $x = 1$ $y' = 0$.

Решение уравнения (2.40) имеет вид

$$y = C_1 ch \zeta x + C_2 sh \zeta x - \frac{M}{2\zeta^2 G_k} + \frac{(M + 2M_A)x}{2\zeta^2 G_k l}, \quad (2.42)$$

где постоянные интегрирования C_1 и C_2 и момент в опоре M_A определяются с помощью граничных условий (2.41)

$$C_1 = \frac{M}{2\zeta^2 G_k}; \quad C_2 = -\frac{Mch(\zeta l) + 2M_A}{2\zeta^2 G_k sh(\zeta l)}; \quad M_A = \frac{M[\zeta l - sh(\zeta l)]}{2[sh(\zeta l) - \zeta lch(\zeta l)]}.$$

С учетом полученных выражений угол поворота среднего сечения каната будет определяться

$$\theta_0 = y'_{x=0} = \frac{M}{2Pl} \left[1 - \frac{\zeta l \operatorname{ch}(\zeta l)}{\operatorname{sh}(\zeta l)} + \left(\frac{\zeta l - \operatorname{sh}(\zeta l)}{\operatorname{sh}(\zeta l) - \zeta l \operatorname{ch}(\zeta l)} \right) \left(1 - \frac{\zeta l}{\operatorname{sh}(\zeta l)} \right) \right]. \quad (2.43)$$

Таким образом, при неизменном растягивающем усилии P угол поворота срединного сечения прямо пропорционален величине прикладываемого момента M .

В эксперименте фиксируются θ_0 при определенных значениях P и M . По этим значениям из (2.43) вычисляются ζ и изгибная жесткость каната G_k .

В лабораторных условиях эксперименты выполнялись с канатом диаметром $d = 8,25$ мм конструкции 7х19, все проволоки одного диаметра $\delta = 0,6$ мм. Изгибная жесткость ненапрянутого каната $G_0 = 0,17$ Нм², длина образца $2l = 0,94$ м. Результаты измерений и вычислений представлены на рис. 2.5.

Установлено, таким образом, что:

1. Зависимость изгибной жесткости каната от натяжения можно считать линейной в диапазоне нагрузок для уравновешивающего каната.
2. Значение изгибной жесткости натянутого каната нагрузкой, соответствующей весу каната длиной 1000 м, больше жесткости ненапрянутого каната на 2 порядка (более чем в 100 раз).
3. При натяжении каната нагрузкой, соответствующей весу 1000 м каната и более изгибная жесткость каната составляет 50÷60% от жесткости сплошного стержня такого же диаметра.

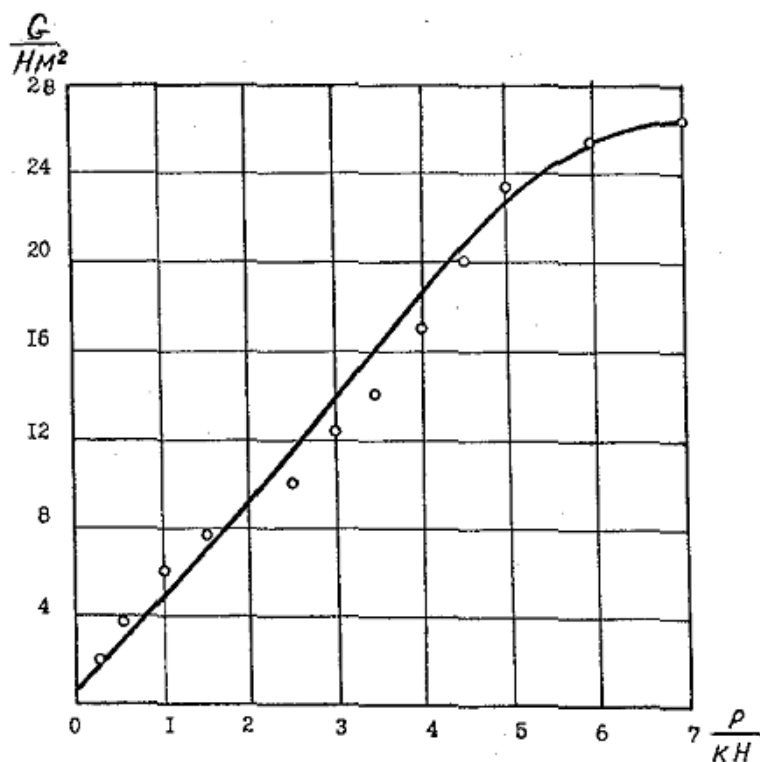


Рис. 2.5 – Зависимость изгибной жесткости каната G_k от осевой растягивающей нагрузки P

2.3 Устойчивость прямолинейной формы равновесия отвесов круглых канатов

Дифференциальные уравнения изгиба весомого скручиваемого каната в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, параллельных его продольной оси, получены нами выше (система уравнений (2.20)). Напишем их в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[G(x) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right] - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[M_\kappa(x) \frac{\partial y}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[q_\delta (l-x) \frac{\partial z}{\partial x} \right] &= 0, \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[G(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[M_\kappa(x) \frac{\partial z}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[q_\delta (l-x) \frac{\partial y}{\partial x} \right] &= 0. \end{aligned} \quad (2.44)$$

где $q_\delta = q \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right)$ – погонный вес каната с учетом ускорения поступательного переносного движения каната с подъемным сосудом.

Для большей общности принимаем изменение изгибной жесткости и крутящего момента по длине каната в виде:

$$G(x) = G_0 [1 + \alpha(l - x)] ; \quad (2.45)$$

$$M_\kappa(x) = M_0 - \beta(l - x) , \quad (2.46)$$

где G_0 и M_0 – соответственно изгибная жесткость ненапрянутого каната и крутящий момент в нижнем сечении каната; α и β – постоянные коэффициенты. Для решения задачи применен приближенный энергетический метод Лагранжа. Точность этого метода оценивалась сопоставлением результатов для частного случая с постоянной изгибной жесткостью каната и $q_\partial = q$ с результатами точного решения (1.2).

Потенциальная энергия изгиба каната в плоскостях выразится зависимостями:

$$\begin{aligned} 2\mathcal{E}_z &= \int_0^l G(x)(z'')^2 dx - \int_0^l \left\{ \frac{d}{dx} [q_\partial(l-x)z'] + \frac{d^2}{dx^2} [M_\kappa(x)y'] \right\} z dx , \\ 2\mathcal{E}_y &= \int_0^l G(x)(y'')^2 dx - \int_0^l \left\{ \frac{d}{dx} [q_\partial(l-x)y'] - \frac{d^2}{dx^2} [M_\kappa(x)z'] \right\} y dx . \end{aligned} \quad (2.47)$$

Функции прогиба каната в плоскостях задаются в виде рядов

$$z_n = \sum_1^n a_i \varphi_i , \quad y_n = \sum_1^n b_i \theta_i , \quad (2.48)$$

где: a_i, b_i – постоянные коэффициенты, φ_i, θ_i – аппроксимирующие изогнутую ось каната функции.

Условие Лагранжа $\frac{\partial \mathcal{E}_z}{\partial a_k} = 0, \frac{\partial \mathcal{E}_y}{\partial b_k} = 0$ ($k = 1, 2, 3, \dots, n$) дает $2n$ уравнений

вида:

Функции (2.52) удовлетворяют не всем граничным условиям, но данный метод решения этого не требует [43]. Подставляя ряды (2.52) в выражения (2.50), получаем:

$$\begin{aligned}
\delta_{ki}^z &= \left[\frac{G_0 \pi^2 k^2 i^2 \alpha}{2l^2} + \frac{q_\partial (k^2 + i^2)}{4} \right] \left[\frac{\cos(k+i)\pi - 1}{(k+i)^2} - \frac{\cos(i-k)\pi - 1}{(i-k)^2} \right]; \\
\delta_{kk}^z &= \frac{G_0 k^4 \pi^4}{2l^3} \left(1 + \frac{\alpha l}{2} \right) + \frac{q_\partial k^2 \pi^2}{4}; \\
\delta_{ki}^{zy} &= -\frac{\beta i^2 \pi}{2l} \left\{ \frac{\cos(i-k)\pi - 1}{i-k} - \frac{\cos(i+k)\pi - 1}{i+k} - \frac{i}{2} \left[\frac{\cos(i-k)\pi - 1}{(i-k)^2} - \frac{\cos(i+k)\pi - 1}{(i+k)^2} \right] \right\}; \\
\delta_{kk}^{zy} &= \frac{(k\pi)^3}{4l^2} \left(M_0 - \frac{\beta l}{2} \right); \\
\delta_{ki}^y &= \left[\frac{G_0 \pi^2 k^2 i^2 \alpha}{2l^2} + \frac{q_\partial (i^2 + k^2)}{4} \right] \times \\
&\times \left[\frac{1 - \cos(i-k)\pi}{(i-k)^2} + \frac{1 - \cos(i+k)\pi}{(i+k)^2} \right] + \frac{q_\partial}{2} [\cos i\pi \cos k\pi - 1]; \\
\delta_{kk}^y &= \frac{G_0 k^4 \pi^4}{2l^3} \left[1 + \frac{\alpha l}{2} \right] + \frac{q_\partial k^2 \pi^2}{4}; \\
\delta_{ki}^{yz} &= \frac{\beta i^2 \pi}{2l} \left\{ \frac{\cos i\pi - 1}{i} - \frac{\cos(i-k)\pi - 1}{i-k} - \frac{\cos(i+k)\pi - 1}{i+k} + \right. \\
&+ \left. \frac{i}{2} \left[\frac{\cos(i-k)\pi - 1}{(i-k)^2} + \frac{\cos(i+k)\pi - 1}{(i+k)^2} \right] \right\}; \\
\delta_{kk}^{yz} &= \frac{(k\pi)^3}{4l^2} \left(M_0 - \frac{\beta l}{2} \right) + \frac{\beta k\pi}{2l} [\cos k\pi - 1]. \tag{2.53}
\end{aligned}$$

Первое приближение с учетом первых членов рядов (2.52) дает значение критического крутящего момента при $\alpha = 0$, $\beta = 0$, $q_\partial = q$

$$M_{кр}^I = \frac{2\pi G_0}{l} + \frac{ql^2}{\pi}. \tag{2.54}$$

По второму приближению

$$M_{кр}^{II} = \left(10 \left(\frac{\pi G_0}{l} \right)^2 + 3,18qG_0l + 0,0306q^2l^4 - \sqrt{36 \left(\frac{\pi G_0}{l} \right)^4 + 96 \frac{qG_0}{l} + 4(qG_0l)^2 + 0,108G_0q^3l^5 + 0,00081q^4l^8} \right)^{1/2}. \quad (2.55)$$

Минимальные значения $M_{кр}$ получаются равным

$$M_{кр}^I = 3\sqrt[3]{\pi q G_0^2} \quad (2.56)$$

min

при $l_1 = \sqrt[3]{\frac{\pi^2 G_0}{q}},$

$$M_{кр}^{II} = 3,59\sqrt[3]{q G_0^2} \quad (2.57)$$

min

при $l_1 = 4\sqrt[3]{\frac{G_0}{q}}.$

Уже второе приближение (2.57) отличается от точного решения (1.2) на 15,5%, что свидетельствует о достаточной точности данного метода и об удачном выборе функций, аппроксимирующих форму узогнутой оси каната при потере устойчивости прямолинейной формы равновесия.

Численные расчеты на ЭВМ при варьировании величин, характеризующих изменение изгибной жесткости и крутящего момента по длине каната в пределах возможных реальных значений $(0,001 \geq \alpha \geq 0,1)(-0,001 \geq \beta \geq -0,1)$ с удержанием до 7 членов рядов (2.52) показали, что их изменение в указанных пределах практически не влияет на величину критического крутящего момента $M_{кр}$, значение которого определяется выражением (1.2).

В круглых канатах в случае ограничения возможности их раскручивания возникает крутящий момент. При нормальной работе вертлюжного прицепного устройства при квазистатическом изменении длины отвеса каната во всех сечениях каната крутящий момент равен моменту трения в опоре – в вертлюге

(2.22). При определенной длине отвеса каната и параметрах трения в подшипнике прицепного устройства момент трения достигает критического значения. Предельная длина отвеса каната будет равна

$$l_{np}^{норм} = \frac{6,12}{d_n f} \sqrt[3]{\left(\frac{G_0}{q}\right)^2}. \quad (2.58)$$

При заклиненном вертлюге крутящий момент определяется выражением:

$$M = \frac{C}{A} \frac{ql}{2} \quad (2.59)$$

и предельная длина отвеса каната будет равна

$$l_{np}^{закл} = \frac{6,12A}{C} \sqrt[3]{\left(\frac{G_0}{q}\right)^2}. \quad (2.60)$$

Значения предельных длин канатов рассматриваемых конструкций приведены в табл. 2.8.

Таким образом, установлено, что изменение изгибной жесткости и крутящего момента по длине каната в пределах возможных динамических его изменений не влияет на величину критического крутящего момента, значение которого зависит от минимальной изгибной жесткости и погонного веса каната.

В статике при нормальной работе вертлюжных прицепных устройств крутящие моменты могут достичь критических значений при длинах отвесов более 5000 м, т.е. значительно превышающих реальные глубины стволов.

С учетом ускорения переносного движения уравновешивающего каната при предохранительном торможении подъемной машины происходит изменение интенсивности распределенной нагрузки – $q_{\partial} = q \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g}\right)$.

Таблица 2.8 – Предельные длины отвесов канатов при нормальной работе вертлюга ($f = 3 \cdot 10^{-3}$, $d_{\text{п}} = 0,14$ м) и при заклиненном вертлюге (в статике)

Тип каната	d , мм	$k \cdot 10^{-3}$, м	$l_{\text{пр}}$, м	
			норм.	закл.
Однослойные ГОСТ 7668-80 (односторонн. свивка)	42	5,469	10400	800
ГОСТ 7668-80 (крестовая свивка)	42	3,540	10400	1230
Двухслойные ГОСТ 16827-81	40	2,765	5420	820
	50	3,012	7230	1000
	60	3,849	9960	1060
ГОСТ 3088-80	41	2,282	7720	1420
	52	2,869	10700	1580
	59,5	3,300	12700	1620
ГОСТ 16828-81	30 (р)	2,573	5350	730
	30 (н/р)	1,844	8520	1940
	40 (н/р)	2,298	12600	2190
	50 (н/р)	3,010	16300	2270
Трехслойные польский канат 33x7+о.с. по ВN-77/6021	49	2,190	13600	2610

При этом значение критического крутящего момента в канате, при котором возможно перехлестывание первоначально прямолинейных отвесов канатов, определится выражением

$$M_{\text{кр}} = 3,063 \sqrt{q \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) G_0^2}. \quad (2.61)$$

Это значение $M_{\text{кр}}$ будет использовано для оценки предельных длин круглых уравновешивающих канатов.

2.4 Исследование продольно-крутильных деформаций и колебаний канатов

Поскольку совместные продольно-крутильно-поперечные колебания каната, описываемые системой уравнений (2.20), будут происходить после превышения крутящим моментом критической величины $M_{кр}$, при условии $M_k < M_{кр}$ канат при предохранительном торможении подъемной установки будет совершать продольно-крутильные колебания, описываемые первым и четвертым уравнениями системы (2.20). В первом уравнении нужно положить равными нулю слагаемые, содержащие угол отклонения от вертикали продольной оси каната $\frac{\partial y}{\partial x} = \frac{\partial z}{\partial x} = 0$. Уравнения принимают вид:

$$\begin{aligned}\frac{\partial T_{\partial}}{\partial x} &= \mu \frac{\partial^2 U}{\partial t^2}; \\ \frac{\partial M_k}{\partial x} &= m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2},\end{aligned}\tag{2.62}$$

с граничными условиями 1), 2), 7), 8) из (2.21).

В линейной постановке – без учета изменения знака момента трения в вертлюге – эта задача решена нами ранее, и результаты решения описаны выше в главе 1.

2.4.1 Статические и квазистатические деформации каната

В дальнейшем при исследовании напряженно-деформированного состояния круглых уравновешивающих канатов в главе 3 нам понадобятся выражения для статических продольно-крутильных деформаций канатов. Используя уравнения (2.2) и располагая для наглядности начало координат в нижнем сечении отвеса каната, получим:

$$\begin{aligned}T(x) &= A \frac{dU}{dx} + C \frac{dv}{dx} = qx, \\ M(x) &= C \frac{dU}{dx} + B \frac{dv}{dx} = M_{TP},\end{aligned}\tag{2.63}$$

с граничными условиями: при $x = 0$ $v = 0$, при $x = l$ $U = 0$, откуда

$$\varepsilon = \frac{dU}{dx} = \frac{B}{\Delta}qx - \frac{C}{\Delta}M_{TP}, \quad (2.64)$$

$$\theta = \frac{dv}{dx} = -\frac{C}{\Delta}qx + \frac{A}{\Delta}M_{TP}, \quad (2.65)$$

$$U = -\frac{B}{\Delta} \frac{q(l^2 - x)}{2} + \frac{C}{\Delta}M_{TP}(l - x), \quad (2.66)$$

$$v = -\frac{C}{\Delta}q \frac{x^2}{2} + \frac{A}{\Delta}M_{TP}x, \quad (2.67)$$

где $\Delta = AB - C^2$, $M_{TP} = \pm ql \frac{d_n f}{2}$, плюс – при подъеме сосуда и раскручивании каната, минус – перед началом вращения вертлюга в сторону закручивания каната в результате уменьшения его натяжения при опускании сосуда.

На рис. 2.7 представлены эпюры статических деформаций отвеса каната. Выражения (2.66), (2.67) можно записать в более наглядном виде с использованием (2.1), (2.3), (2.4)

$$v(x) = -\frac{qlx}{2B_k} \left(k \frac{x}{l} - d_n f \right), \quad (2.68)$$

$$u(x) = -\frac{q(l^2 - x^2)}{2A}, \quad (2.69)$$

$$\begin{aligned} U(x) &= u(x) + k[v(l) - v(x)] = \\ &= -\frac{q(l^2 - x^2)}{2A} + \frac{kq}{2B_n} \left[k(l^2 - x^2) - d_n fl(l - x) \right]. \end{aligned} \quad (2.70)$$

Полученные выражения легко проверить в шахтном эксперименте по вертикальному перемещению петли каната относительно разграничительных устройств в зумпфе ствола. Самое нижнее положение петля будет занимать при крайних положениях сосудов при максимальной длине отвеса l_{\max} , верхнее положение петля будет при среднем положении сосудов в стволе шахты при

$$l = \frac{l_{\max}}{2}.$$

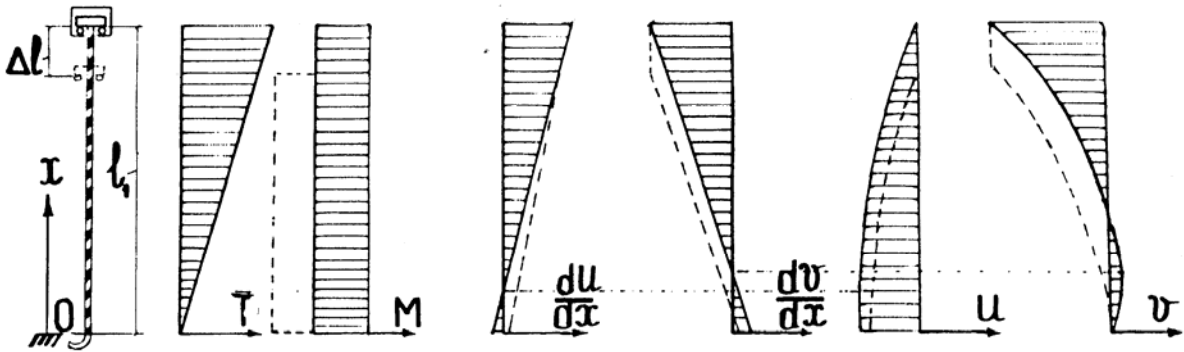


Рис. 2.7 – Эпюры статических деформаций отвеса каната (сплошные линии – при подъеме; пунктирные – при опускании сосуда)

Вертикальное перемещение петли каната

$$\Delta U = U(l_{\max}) - U(0) = -\frac{3}{8} \frac{ql_{\max}^2}{A} + \frac{3kq}{8B_k} \left[-kl_{\max}^2 + d_n fl_{\max} \right]. \quad (2.71)$$

Выражение (2.68) при $x=l$ определяет угол поворота вертлюга, что также легко проверить в эксперименте при подъеме сосуда с нижнего до верхнего горизонта,

$$v_e(x) = -\frac{ql^2}{2B_k} (k - d_n f), \quad (2.72)$$

из которого получаем простое условие невращения вертлюга

$$k \leq d_n f, \quad (2.73)$$

т.е. вертлюг не будет вращаться, если коэффициент раскрутки каната меньше произведения коэффициента трения на диаметр упорного подшипника вертлюга.

Из условия равновесия вертлюга в статике следует, что крутящий момент в канате равен моменту трения в вертлюге. При подъеме сосуда момент трения препятствует раскручиванию каната и должен считаться положительным, при опускании сосуда, при уменьшении натяжения каната вертлюг начинает вращение в противоположном направлении, момент трения меняет знак. Пока вертлюг не вращается, угловая деформация отвеса каната не изменяется.

При движении подъемного сосуда со скоростью V_c угловая скорость каната при квазистатическом изменении длины отвеса получится равной

$$\omega(x) = \frac{dv}{dx} V_c = \frac{q}{B_k} \left[-kx + \frac{d_n f(l+x)}{2} \right] V_c \quad (2.74)$$

при движении вверх и

$$\omega(x) = \frac{q}{B_k} \left[kx + \frac{d_n f(l+x)}{2} \right] V_c \quad (2.75)$$

при движении вниз.

Скорость вращения вертлюга ($x=l$) будет определяться выражениями:

$$\omega_B = \frac{ql}{B_k} [-k + d_n f] V_c \quad (2.76)$$

при подъеме и

$$\omega_B = \frac{ql}{B_k} [k + d_n f] V_c \quad (2.77)$$

при спуске сосуда.

2.4.2 Продольно-крутильные колебания каната при предохранительном торможении

Принимаем гипотезу Фойгта для описания рассеивания энергии при продольно-крутильных колебаниях каната. Напишем выражения (2.4) в виде:

$$T = A \left(1 + \mu_1 \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial u}{\partial x}, \quad (2.78)$$

$$M_\kappa = kA \left(1 + \mu_1 \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial v}{\partial x} + B_k \left(1 + \mu_2 \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (2.79)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты вязкого трения [43].

Уравнения (2.62) с учетом выражений (2.78), (2.79) и с использованием δ – функции Дирака представим в виде:

$$\left. \begin{aligned} & A \left(1 + \mu_1 \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{q}{g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{q}{g} \dot{V}_c + k \frac{q}{g} \frac{\partial^2}{\partial t^2} [v(l,t) - v(x,t)]; \\ & B_k \left(1 + \mu_2 \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \\ & = -kA \left(1 + \mu_1 \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \delta(x-l) [kT(l,t) + M_{\text{тр}} \text{sign} \omega(l,t)]. \end{aligned} \right\} \quad (2.80)$$

Граничное условие 2) из (2.21) принимает вид:

$$B_k \left(1 + \mu_2 \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial v(l,t)}{\partial x} = -I_B \frac{\partial^2 v(l,t)}{\partial t^2}. \quad (2.81)$$

Начальные условия задачи

$$\begin{aligned} u(x,0) = 0; \quad & \frac{\partial u(x,0)}{\partial t} = 0; \\ v(x,0) = 0; \quad & \frac{\partial v(x,0)}{\partial t} = \omega(x,0). \end{aligned} \quad (2.82)$$

Будем полагать $\omega(x,0) = 0$, если исследуемый переходной процесс осуществляется при невращающемся канате. Если торможение осуществляется на спуске или подъеме при вращающемся канате, то $\omega(x,0)$ будет определяться выражениями (2.74) или (2.75) соответственно.

Решение системы (2.80) выполнено методом Б.Г. Галеркина разложением решения по собственным функциям усеченных уравнений, полученных из (2.80) отбрасыванием правых частей. При этом формы собственных продольных и крутильных колебаний имеют вид:

$$X_n = \cos \frac{2n-1}{2l} \pi x; \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad (2.83)$$

$$Y_i = \sin \frac{\lambda i}{l} x. \quad (i=1, 2, 3, \dots) \quad (2.84)$$

Собственные числа задачи λ_j определяются из трансцендентного уравнения

$$\lambda \text{tg} \lambda = \frac{ml}{I_B}. \quad (2.85)$$

Решение уравнений (2.80) отыскивалось в виде:

$$\begin{aligned} u(x,t) &= \sum_1^{\infty} X_n(x) T_n(t); \\ v(x,t) &= \sum_1^{\infty} Y_i(x) Q_i(t), \end{aligned} \quad (2.86)$$

где $T_n(t)$ и $Q_i(t)$ – функции времени, определяемые из бесконечной системы дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{T}_n + 2h_n v_n^2 \dot{T}_n + v_n^2 T_n &= -\dot{V}(t) \beta_n - \sum_1^{\infty} \alpha_{in} \ddot{Q}_i; \\ \ddot{Q}_i + 2H_i \omega_i^2 \dot{Q}_i + \omega_i^2 Q_i &= \sum_1^{\infty} \varphi_{in} T_n + \sum_1^{\infty} \mu \varphi_{in} \dot{T}_n - \theta_i [kT(l,t) + M_{\text{тр}} \text{sign} \omega(l,t)] \end{aligned} \right\}, \quad (2.87)$$

$$(i=1, 2, 3, \dots \quad n=1, 2, 3, \dots)$$

где обозначено: $2h_n = \mu_1 v_n$, $2H_i = \mu_2 \omega_i$,

$$v_n^2 = -\frac{Ag \int_0^l X_n'' X_n dx}{\frac{ql}{2}}; \quad (2.88)$$

$$\beta_n = \frac{\int_0^l X_n dx}{\frac{l}{2}}; \quad (2.89)$$

$$\alpha_{in} = \frac{k \left[Y_i(l) \int_0^l X_n dx - \int_0^l Y_i X_n dx \right]}{\frac{l}{2}}; \quad (2.90)$$

$$\omega_i^2 = -\frac{B_k \int_0^l m^*(x) Y_i'' Y_i dx}{m \|Y_i\|}; \quad (2.91)$$

$$\varphi_{in} = \frac{kA \int_0^l X_n'' Y_i m^*(x) dx}{m \|Y_i\|}; \quad (2.92)$$

$$\theta_i = \frac{\int_0^l \delta(x-l) Y_i m^*(x) dx}{m \|Y_i\|}. \quad (2.93)$$

Используя выражения для форм колебаний $X_n(x)$ и $Y_i(x)$ (2.83) и (2.84), получаем значения коэффициентов системы уравнений (2.80) в следующем виде:

$$v_n^2 = \frac{Ag}{q} \left[\frac{(2n-1)\pi}{2l} \right]; \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad (2.94)$$

$$\beta_n = (-1)^{n+1} \frac{4}{(2n-1)\pi}; \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad (2.95)$$

$$\alpha_{in} = 4k \left\{ \frac{(-1)^{n+1} \sin \lambda_i}{(2n-1)\pi} + \frac{2 \left[(-1)^{n+1} (2n-1) \frac{\pi}{2} \sin \lambda_i - \lambda_i \right]}{4\lambda_i^2 - (2n-1)^2 \pi^2} \right\} \quad (2.96)$$

$$(i=1, 2, 3, \dots) \quad (n=1, 2, 3, \dots)$$

$$\omega_i^2 = \frac{B_k \lambda_i^2}{ml^2}; \quad (i=1, 2, 3, \dots) \quad (2.97)$$

$$\varphi_{in} = \frac{kA(2n-1)^2 \pi^2 \left[(-1)^{n+1} (2n-1) \frac{\pi}{2} \sin \lambda_i - \lambda_i \right]}{t \left[4\lambda_i^2 - (2n-1)^2 \pi^2 \right] \|Y_i\|}; \quad (2.98)$$

$$\theta_{in} = \frac{\sin \lambda_i}{\|Y_i\|} \quad (i=1, 2, 3, \dots) \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad (2.99)$$

где $\|Y_i\|$ определяется выражением:

$$\|Y_i\| = \frac{ml}{2} \left(1 - \frac{\sin 2\lambda_i}{2\lambda_i} \right) + I_B \sin^2 \lambda_i; \quad (2.100)$$

где λ_i – корни уравнения (2.85).

Начальные условия $\dot{Q}_i(0)$ определялись как коэффициенты в разложении выражений начальной угловой скорости каната (2.74) и (2.75) в ряд по собственным формам колебаний (2.84) с учетом (2.85). Используя (2.84), запишем:

$$\omega(x, 0) = \sum_1^{\infty} Y_j(x) \dot{Q}_j(0). \quad (2.101)$$

Умножая обе части этого равенства на $Y_i(x)m^*(x)$ и интегрируя от нуля до l , получаем

$$\dot{Q}_i(0) = \frac{\int_0^l \omega(x, 0) Y_i(x) m^*(x) dx}{\|Y_i\|}, \quad (2.102)$$

где $m^*(x) = m + \delta(x-l)I_B$.

Откуда находим:

а) при движении сосуда вверх со скоростью V_c

$$\begin{aligned} \dot{Q}_i(0) = \frac{qlV_c}{B_k \|Y_i\|} \left\{ \frac{ml}{\lambda_i} \left[\frac{d_n}{2} f \left(1 - 2 \cos \lambda_i + \frac{\sin \lambda_i}{\lambda_i} \right) - \right. \right. \\ \left. \left. - k \left(\frac{\sin \lambda_i}{\lambda_i} - \cos \lambda_i \right) \right] + I_B (d_n f - k) \right\}; \end{aligned} \quad (2.103)$$

б) при движении сосуда вниз, если канат вращается, то

$$\begin{aligned} \dot{Q}_i(0) = \frac{qlV_c}{B_k \|Y_i\|} \left\{ \frac{ml}{\lambda_i} \left[\frac{d_n}{2} f \left(1 - 2 \cos \lambda_i + \frac{\sin \lambda_i}{\lambda_i} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + k \left(\frac{\sin \lambda_i}{\lambda_i} - \cos \lambda_i \right) \right] + I_B (d_n f + k) \right\}. \end{aligned} \quad (2.104)$$

В результате решения системы уравнений (2.80) относительно T_n и Q_n , получаем динамические продольные усилия в сечениях каната в виде:

$$T(x, t) = A \sum_1^2 X'_n(x) [T_n(t) + \mu_1 \dot{T}_n(t)]; \quad (2.105)$$

динамический крутящий момент

$$M(x, t) = kT(x, t) + B_k \sum_1^4 Y'_i(x) [Q_i(t) + \mu_2 \dot{Q}_i(t)]; \quad (2.106)$$

величину динамической добавки к моменту трения

$$M_{\text{тр}} = T(l, t) \frac{d_n}{2} f; \quad (2.107)$$

скорость вращения вертлюга, в зависимости от знака которой должен изменяться знак момента трения

$$\omega(l,t) = \sum_1^4 Y_i(l) \dot{Q}_i(t). \quad (2.108)$$

Решение задачи выполнялось на аналоговой вычислительной машине ЭМУ-10. Для определения функций $T(t)$ и $Q(t)$ в бесконечной системе (2.80) ограничивались $n = 2$, $i = 4$.

В качестве примера на рис. 2.8 и рис. 2.9 показан полученный на АВМ динамический процесс в канате ГОСТ-7669-80 $d = 42$ мм. Следует подчеркнуть, что динамические крутящие моменты в верхнем и нижнем сечениях каната изменяются в противофазе, что соответствует второй форме крутильных колебаний. Этот результат будет отмечен ниже в экспериментальных исследованиях.

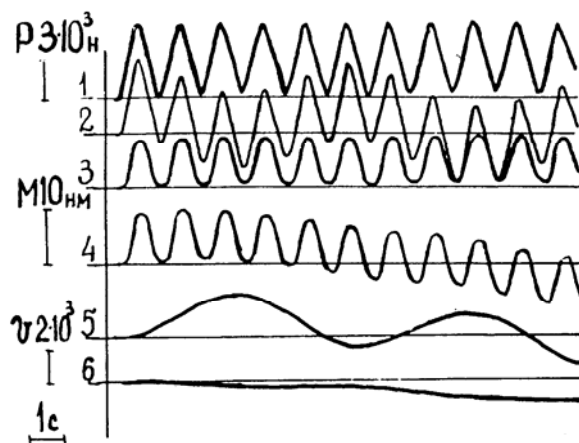


Рис. 2.8 – Динамический процесс в однослойном канате ГОСТ 7668-80 $d = 42$ мм при $j = 1$ м/с², $l = 1000$ м, $I_B = 0,5$ кгм², $\mu_1 = 0$
 1, 3 – динамические продольные усилия в верхнем и среднем сечениях отвеса каната P ;
 2, 4, 5 – крутящие моменты в верхнем, среднем и нижнем сечениях;
 6 – угол поворота вертлюга ν

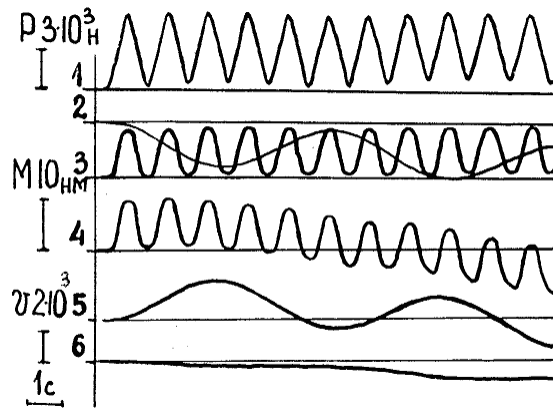


Рис. 2.9 – Динамический процесс в однослойном канате ГОСТ 7668-80 $d = 42$ мм при $j = 1$ м/с², $l = 1000$ м, $I_B = 0,5$ кгм², $\mu_1 = 0$
 2 – изменение момента упругих сил в верхнем сечении отвеса каната, обозначение остальных линий соответствует обозначениям на рис. 2.8

2.4.2.1 Крутящие моменты в нижнем сечении отвеса каната

Учитывая полученные результаты, согласно которым за период торможения подъемной установки деформации каната в нижнем сечении определяются вторым тоном крутильных колебаний, оценим максимальные значения крутящих моментов в нижнем сечении по двум уравнениям системы (2.80)

$$\left. \begin{aligned} \ddot{T}_1 + \mu_1 \nu_1^2 \dot{T}_1 + \nu_1^2 T_1 &= -\dot{V}_c \beta_1 - \alpha_{21} \ddot{Q}_2; \\ \ddot{Q}_2 + \mu_2 \omega_2^2 \dot{Q}_2 + \omega_2^2 Q_2 &= \varphi_{21} T_1 + \mu_2 \varphi_{21} \dot{T}_1 - \theta_2 \left[kT(l, t) + M_{\text{тр}} \text{sign} \omega(l, t) \right] \end{aligned} \right\} (2.109)$$

Введем допустимые упрощения, положим $\mu_1 = 0$, $\mu_2 = 0$, $M_{\text{тр}} = 0$ и $\alpha_{21} = 0$ согласно результатам, описанным выше, тогда

$$\left. \begin{aligned} \ddot{T}_1 + \nu_1^2 T_1 &= -j \beta_1; \\ \ddot{Q}_2 + \omega_2^2 Q_2 &= \xi_{21} T_1, \end{aligned} \right\} (2.110)$$

где $j = \dot{V}_c$, $\xi_{21} = \varphi_{21} - \theta k A X'_1(l)$.

Решение первого уравнения (2.110) имеет вид:

$$T_1 = \frac{j \beta_1}{\nu_1^2} (\cos \nu_1 t - 1). (2.111)$$

Решение второго уравнения будет иметь вид

$$Q_2 = -\frac{\xi_{21} j \beta_1 (2\omega_2^2 - \nu_1^2)}{\nu_1^2 \omega_2^2 (\omega_2^2 - \nu_1^2)} \cos \omega_2 t + \frac{\xi_{21} j \beta_1 \cos \nu_1 t}{\nu_1^2 (\omega_2^2 - \nu_1^2)} + \frac{j \xi_{21} \beta_1}{\nu_1^2 \omega_2^2}. \quad (2.112)$$

Для канатов $\omega_2 \ll \nu_1$, поэтому можно записать

$$Q_2 = \frac{\xi_{21} j \beta_1}{\nu_1^2 \omega_2^2} (1 - \cos \omega_2 t). \quad (2.113)$$

Следовательно,

$$Q_{2 \max} = \frac{2 j \xi_{21} \beta_1}{\nu_1^2 \omega_2^2}. \quad (2.114)$$

Максимальное значение момента в нижнем сечении будет определяться так

$$M_{\max}^n = B_k Y_2'(0) Q_{2 \max} = B_k \frac{2 j \xi_{21} \beta_1}{\nu_1^2 \omega_2^2}. \quad (2.115)$$

С учетом выражений (2.95) и (2.98) получаем

$$M_{\max}^n = -\frac{32 j k \mu m l^2}{\pi^2 \lambda_2} \cdot \frac{\frac{\pi}{4 \lambda_2^2 - \pi^2} \left[\frac{\pi}{2} \sin \lambda_2 - \lambda_2 \right] + \frac{\sin \lambda_2}{2}}{\frac{m l}{2} \left[1 - \frac{\sin 2 \lambda_2}{2 \lambda_2} \right] + I_B \sin^2 \lambda_2} \quad (2.116)$$

При больших значениях I_B $\lambda_2 \rightarrow \pi$ и момент будет равен

$$M_{\max}^n = \frac{64}{3 \pi^3} \frac{j}{g} k q l = 0,688 j k \mu l. \quad (2.117)$$

При $I_B \rightarrow 0$, $\lambda_2 \rightarrow \frac{3}{2} \pi$

$$M_{\max}^n = \frac{32}{1,101 \pi^3} j k \mu l = 0,934 j k \mu l. \quad (2.118)$$

Из этих выражений следует, что момент в нижнем сечении каната определяется его длиной l , его линейной плотностью μ , коэффициентом раскрутки k и величиной замедления подъемного сосуда при торможении j .

Полученные выражения дополняют результат решения задачи операционным методом [45] и подтверждают вывод о незначительном влиянии

момента инерции вертлюга на первый максимум момента в нижнем сечении каната.

Результаты решения системы уравнений (2.79) с учетом рассеивания энергии колебаний и трения в подшипнике вертлюга позволили уточнить численные значения коэффициентов в выражениях (2.117) и (2.118).

Получено, что в выражении

$$M_{\max} = \xi j k \mu l \quad (2.119)$$

следует принимать $\xi = 0,75$ и $\xi = 0,94$ для однослойных канатов двойной свивки и для двухслойных малокрутящихся канатов соответственно.

В заключение можно сформулировать следующие выводы по данному разделу.

1. Влияние трения в подшипнике вертлюга, как и влияние момента инерции вертлюга на динамические крутящие моменты в нижнем сечении отвеса незначительно и их можно не учитывать при оценке усилий в нижнем сечении каната.

2. Колебания подъемного сосуда при предохранительном торможении не изменяют характер распределения и величины крутящих моментов в сечениях каната и их можно не учитывать.

3. Величина первого максимума крутящего момента в нижнем сечении каната при предохранительном торможении с замедлением \dot{V}_c с достаточной степенью точности определяется выражением (2.119) и пропорциональна следующим параметрам: величине замедления подъемного сосуда \dot{V}_c , длине отвеса каната l , его погонной плотности μ и коэффициенту раскрутки каната k .

2.4.3 Экспериментальные исследования деформаций кручения круглых уравновешивающих канатов на шахтной подъемной установке

Цель исследований – выяснение характера и величин крутильных деформаций по длине отвеса уравновешивающего каната в рабочем режиме работы подъемной установки и в режиме предохранительного торможения.

На рис. 2.10 представлена схема клетового подъема шахты Красноармейская-Капитальная, на котором выполнялись экспериментальные исследования.

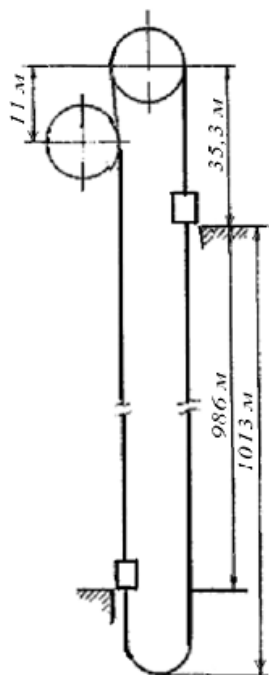


Рис. 2.10 – Схема подъемной установки

В эксперименте измерялись величины крутильных деформаций уравновешивающего каната одновременно в трех сечениях, отстоящих друг от друга на расстоянии 250 м (верхний датчик располагался у вертлюжного прицепного устройства), скорость движения подъемного сосуда; угол поворота и угловая скорость вращения вертлюга. Измерялись деформации канатов $d = 42$ мм ГОСТ 7668-80, находившихся в эксплуатации разное время – 1 месяц и 15 месяцев на двух установках, характеризующихся следующими данными: высота подъема 986 м, подъемные машины МК 4х4, клетки массой 14800 кг, масса противовеса 20450 кг, длины подъемных и уравновешивающих канатов

1040 м (максимальная длина отвеса уравнивающего каната 1013 м), подъемных канатов 4, диаметром 34,5 мм и два уравнивающих, диаметром 42 мм, момент инерции вертлюга $0,5 \text{ кгм}^2$, диаметр его упорного подшипника 0,3 м.

Крутильные деформации каната измерялись с помощью датчиков конструкции автора (рис. 2.10), в которых относительный поворот двух соседних сечений (база датчика 1,5 см) преобразовывался в деформации изгиба упругой балочки с наклеенными и соединенными в мост полупроводниковыми тензорезисторами. Чувствительным элементом датчика является плоская упругая балочка 1 с четырьмя наклеенными полупроводниковыми тензорезисторами 2. Балочка закреплена консольно на регулировочной пластине 3 перпендикулярно оси каната 4. Два разъемных хомута 5, закрепляются на канате болтами на некотором расстоянии друг от друга (база датчика порядка 1–2 см).

При деформации каната хомуты поворачиваются и смещаются в продольном направлении относительно друг друга, при этом упорная пластина 6 изгибает балочку с помощью регулировочных винтов 7.

Продольное относительное смещение хомутов датчик не воспринимает, т.к. плоскость балочки совпадает с вертикальной осью каната и регулировочные винты скользят по балочке, кроме того, мост из четырех датчиков автоматически исключает деформацию изгиба балочки в плоскости ее большей жесткости. Изгибные деформации каната датчик не фиксирует вследствие малого расстояния между хомутами.

Круглые металлические канаты бывают разных диаметров и конструкции их имеют, следовательно, различные жесткостные параметры. Конструкция датчика должна позволять изменение его чувствительности в широких пределах. С этой целью упругая балочка крепится не к хомуту непосредственно, а к регулировочной пластине, которая может смещаться относительно хомута по направляющему пазу при необходимости изменить базу датчика.

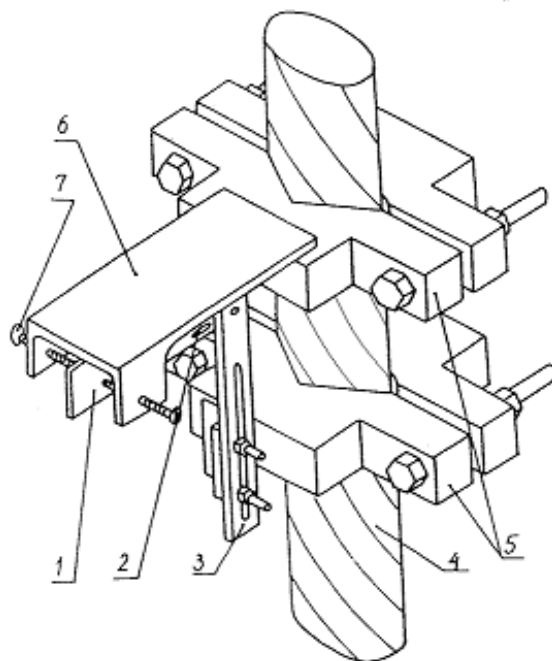
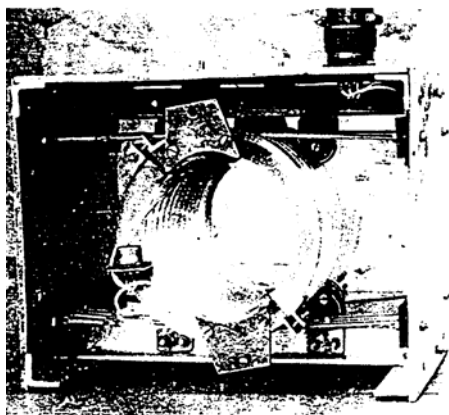


Рис. 2.10 – Датчик крутильных деформаций каната

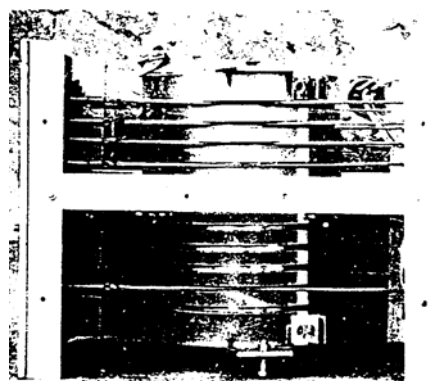
Разъемные хомуты позволяют установить датчик на канате любого диаметра.

Тарировка датчика должна производиться после установки его на исследуемый канат с помощью дополнительных хомутов и рычагов, укрепляемых на канате по обе стороны от датчика на достаточно большом расстоянии (порядка 1 м).

Относительным поворотом дополнительных хомутов можно протарировать датчик в силах или перемещениях. Измерительная аппаратура располагалась в клетях, соединение цепей осуществлялось через разъемный токосъемник (рис. 2.11), роторная часть которого закреплялась на канате под вертлюгом (рис.2.12), а статорная часть крепилась к клетям. Установка и тарировка датчиков осуществлялась с нижнего горизонта – 986 м.



Вид сверху



Вид сбоку

Рис. 2.11 – Фотография токосъемника



Рис. 2.12 – Фотография установленного токосъемника под вертлюгом

На рис. 2.13 показана тарировочная осциллограмма. Мы здесь не приводим осциллограмму изменения деформации кручения верхнего сечения отвеса каната в рабочем режиме спуска-подъема, так как это длинная запись в виде пологой линии, на которой нет динамических изменений, деформация носит квазистатический характер. Общее изменение деформации каната у прицепного устройства при изменении длины отвеса каната на 986 м соответствовало нагружению при тарировке крутящим моментом порядка 250–260 Нм. Вертлюг начинал вращение после прохождения клетью около 300 м с нулевого горизонта

при спуске и столько же – при подъеме клетки с отметки – 986 м. Это объясняется значительным трением в упорном подшипнике вертлюга.

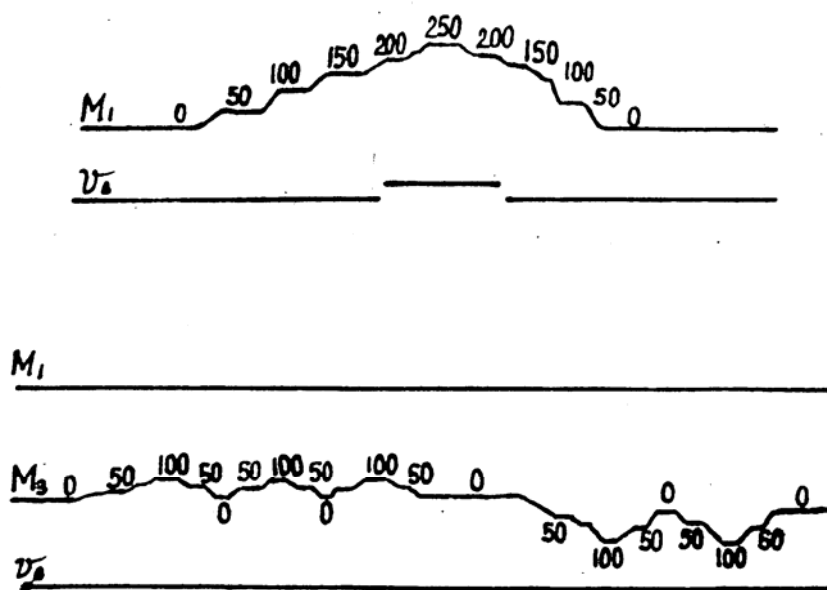


Рис. 2.14 – Тарировочные осциллограммы

При движении с невращающимся вертлюгом деформации кручения каната в контролируемом сечении не изменялась. Это будет показано ниже на осциллограммах спусков перед предохранительным торможением.

В рабочем режиме спуска – подъема вертлюг с канатом, работавшим 15 месяцев, сделал 106 оборотов. При подъеме клетки направление вращения вертлюга направлено в сторону раскручивания каната.

Запись оборотов вертлюга старого каната в рабочем режиме спуска-подъема позволила построить диаграмму зависимости угла поворота вертлюга в радианах в от длины вертикального отвеса уравнивающего каната (рис. 2.14).

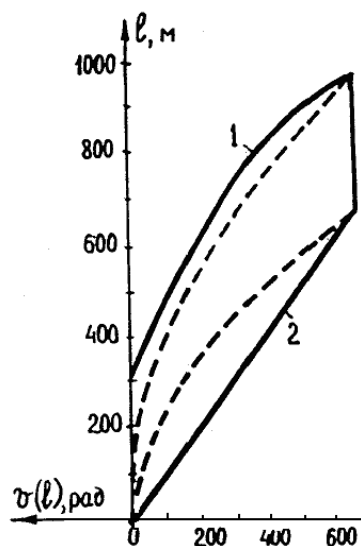


Рис. 2.14 – Зависимость угла поворота вертлюга от длины отвеса каната
 1– при подъеме клетки , 2 – при спуске клетки (сплошные линии – результаты эксперимента, пунктирные – расчетные по (2.68))

На рис. 2.15 показано как изменялась угловая скорость вращения вертлюга при спуске и подъеме клетки. На рисунке показано в каких пределах изменялась длина отвеса при движении клетки с постоянной скоростью 8,4 м/с.

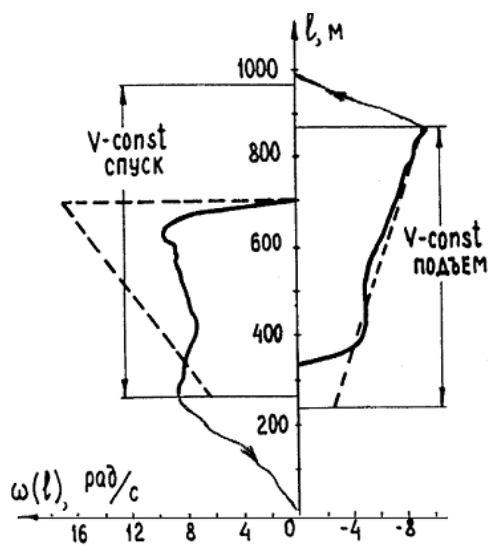


Рис. 2.15 – Изменение скорости вращения вертлюга при движении клетки с постоянной скоростью. Сплошные линии – результаты измерений, пунктирные – расчетные зависимости по (2.74), (2.75)

На рис. 2.16, а, б представлена осциллограмма деформаций каната, находившегося в эксплуатации менее 1 месяца. Обозначено M_1 и M_2 – моменты упругих сил в верхнем сечении отвеса у вертлюга (M_1) и в сечении, отстоящем от него на расстоянии 500 м; V_c – скорость движения подъемного

сосуда; v_e – запись оборотов вертлюга. Скорость протяжки фотобумаги была равной 10 мм/с.

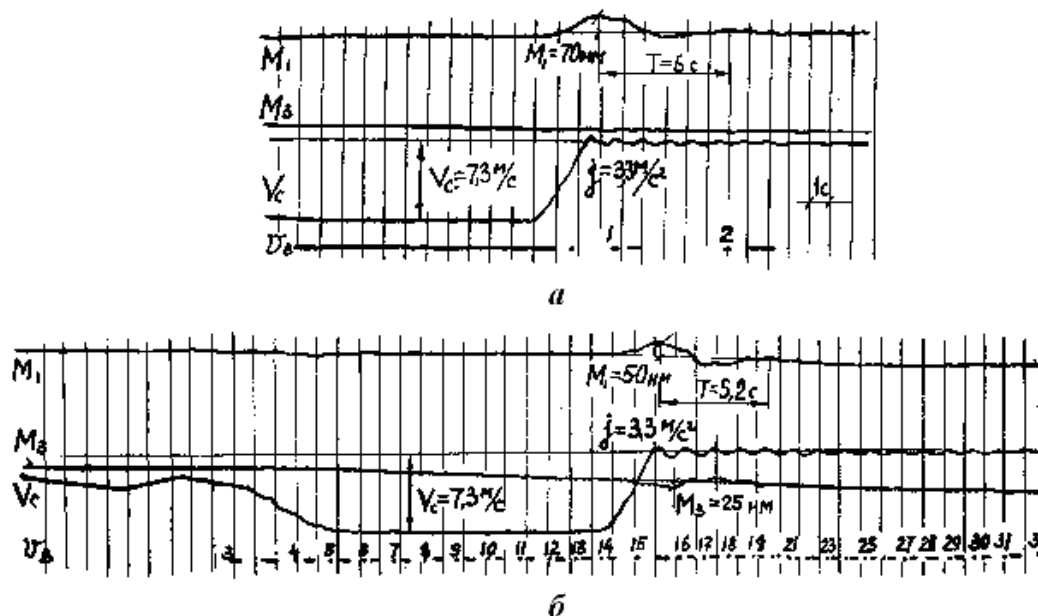
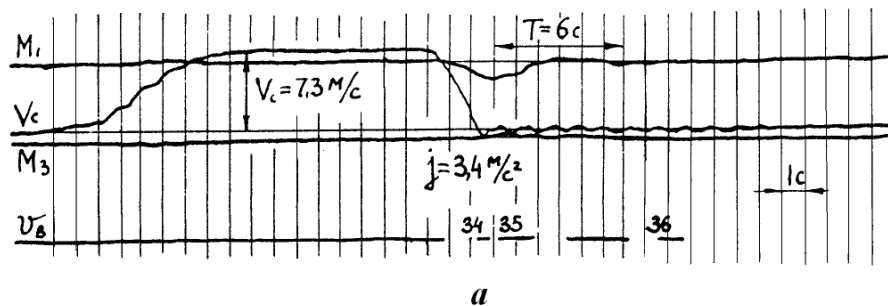


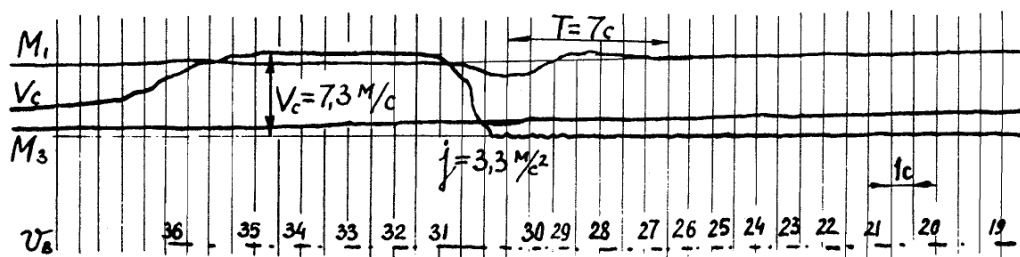
Рис.2.16 – Осциллограммы предохранительного торможения при спуске клетки:
 а – длина отвеса 860 м; б – длина отвеса 720 м

При опускании клетки на 150–160 м вертлюг не вращался, во время торможения он сделал два оборота в сторону закручивания каната (точки и тире линии v_e).

На рис. 2.16, б приведена осциллограмма дальнейшего опускания клетки и предохранительного торможения. Замедление клетки равно $3,3 \text{ м/с}^2$. Длина отвеса уравновешивающего каната порядка 720 м. Нижний датчик M_3 находится ниже середины отвеса на 140 м. На осциллограмме видно, что в этом случае возникающие деформации кручения в двух контролируемых сечениях каната имеют противоположные знаки. В верхнем сечении деформация раскручивания каната, в нижнем сечении – деформация закручивания. Период крутильных колебаний равен 5,2 с, продольных колебаний клетки -1,25 с. Величины динамических добавок к моментам упругих сил в контролируемых сечениях каната при торможении составили -50 Нм и +25 Нм в верхнем и нижнем сечениях соответственно. Вертлюг за время спуска и торможения сделал 33 оборота в сторону закручивания каната.



a



б

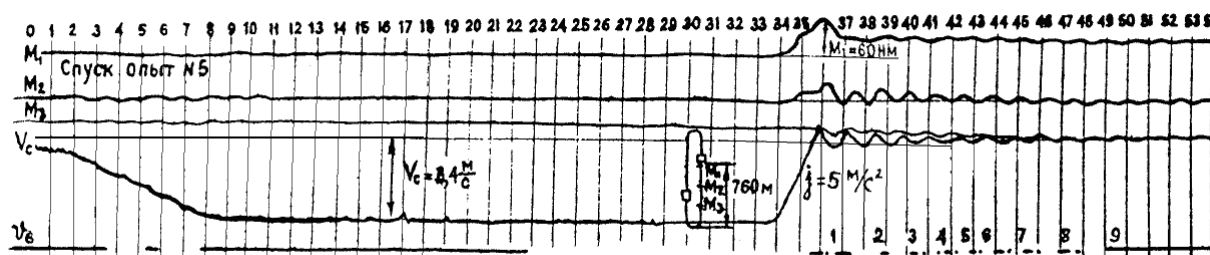
Рис. 2.17 – Осциллограммы предохранительного торможения при подъеме клетки:
a – длина отвеса 850 м; *б* – длина отвеса 970 м

На рис. 2.17, *a* представлена осциллограмма предохранительного торможения при подъеме, когда клеть находилась на расстоянии 160 м от верхней приемной площадки. Как и в первом опыте, описанном выше, длина отвеса уравновешивающего каната равна 850 м. Ускорение клетки $3,4 \text{ м/с}^2$. Соответственно изменению направления ускорения изменились знаки динамических деформаций каната, но колебательный процесс не изменился. Период крутильных колебаний равен 6 с, период колебаний клетки – 1,15 с.

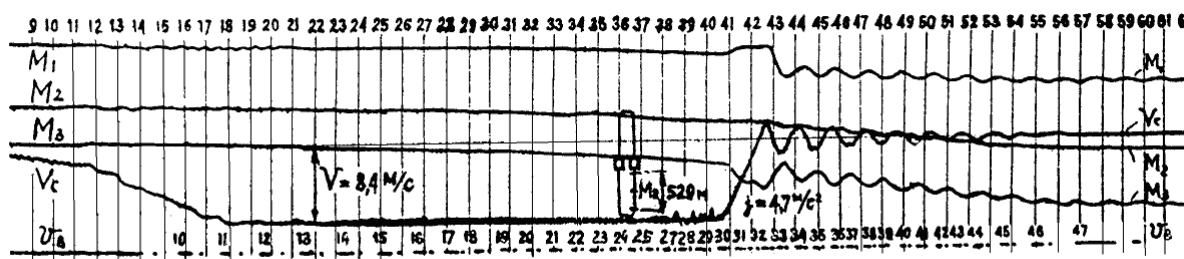
На осциллограмме (рис. 2.17, *б*) записан процесс торможения при подъеме со скоростью 7,3 м/с. Торможение произошло с замедлением $3,3 \text{ м/с}^2$. Клеть находилась на расстоянии 35 м от нулевого горизонта. Длина отвеса уравновешивающего каната равна 970 м, т.е. нижний датчик (M_3) находился почти на середине отвеса. Видно, что изменение деформаций этого сечения незначительное. Период крутильных колебаний равен 7 с. Колебания клетки на подъемных канатах длиной 90 м происходили с периодом 0,5 с.

На рис. 2.18 приведены осциллограммы процессов спуска клетки и аварийного торможения на одноклетевой установке, уравновешивающий канат $d = 42 \text{ мм}$ ГОСТ 7668-80 находился в эксплуатации 15 месяцев. Изменение

деформаций контролируемых сечений обозначено M_1, M_2, M_3 , линия V_c – запись скорости движения клетки, v_6 – обороты вертлюга. Вертикальная сетка на осциллограмме соответствует отметке времени с интервалом 1 с (цифры сверху). Обороты вертлюга (тире и точка внизу на осциллограмме) обозначены для удобства цифрами.



a



б

Рис. 2.18 – Осциллограммы предохранительного торможения при спуске клетки:
a – длина отвеса 760 м; *б* – длина отвеса 520 м

На рис. 2.18, *a* представлена осциллограмма спуска клетки с нулевого горизонта. Разгон клетки до скорости $V_c = 8,4$ м/с осуществлен за 9 с, движение с постоянной скоростью $V_c = 8,4$ м/с происходило до отметки – 254 м в течение 21 с (до 34 с). Вертлюг при этом не вращался и деформации кручения отвеса каната не изменялись – линии M_1, M_2 и M_3 не смещались на осциллограмме. На 34 с началось предохранительное торможение подъемной машины, замедление клетки было равным 5 м/с². Длина вертикального отвеса уравновешивающего каната в этот момент была порядка 760 м. При этом датчики M_2 и M_3 находились на расстоянии 120–130 м от середины отвеса. В момент торможения эти датчики зафиксировали разные по знаку

незначительные деформации. После заторможения клетки вертлюг сделал 9 оборотов в направлении закручивания каната. При вертикальных колебаниях клетки на подъемных канатах с периодом 1,2 с динамические деформации кручения уравнивающего каната происходили в такт колебаниям клетки, однако в первые секунды с начала замедления (с 34 по 39 с) можно отметить наложение на эти колебания колебаний большего периода. Это явление было особенно заметным в экспериментах с новым канатом. В момент торможения наибольшая деформация кручения зафиксирована в верхнем сечении отвеса каната у вертлюга, она соответствует скручиванию каната моментом 60 Нм.

На рис. 2.18, б представлена осциллограмма дальнейшего опускания клетки и второго предохранительного торможения. Разгон подъемной машины до скорости клетки $V_c = 8,4$ м/с осуществлен за 18 с, клетка двигалась с постоянной скоростью до 40 с. В этот период вертлюг ускоренно вращался в сторону закручивания каната и деформация кручения отвеса каната в контролируемых сечениях изменялась квазистатически и одинаково (чувствительность датчиков приблизительно одинаковая). Предохранительное торможение началось на 41 с. Замедление клетки составило $4,7$ м/с². В этот момент клетка находилась на отметке – 490 м. Длина отвеса уравнивающего каната 520 м. Три датчика M_1 , M_2 и M_3 зафиксировали одновременное изменение деформаций в верхнем у вертлюга, в среднем и в нижнем у петли сечениях отвеса каната. На осциллограмме четко видно, что замедленное движение клетки (верхнего конца отвеса уравнивающего каната) вызвало крутильные колебания, при которых деформации верхнего и нижнего сечений были разными по знаку приблизительно одинаковыми по величине, а в среднем сечении был узел колебаний.

Этот эксперимент может служить обоснованием расчетной схемы для исследования продольно-крутильных колебаний круглого уравнивающего каната. Он ясно свидетельствует о том, что канат в свободно провисающей в зумпфе петле не прокручивается при переходных режимах движения.

Если в расчетной схеме представить отвес закрепленным от вращения и имеющем массу на верхнем конце, то собственные формы колебаний такой системы имеют вид, представленный на рис. 2.19. Датчики фиксировали относительные деформации соседних сечений, то есть то, что соответствует второй форме крутильных колебаний отвеса. Эксперимент подтверждает граничные условия, принимаемые как непрокручивание каната в петле.

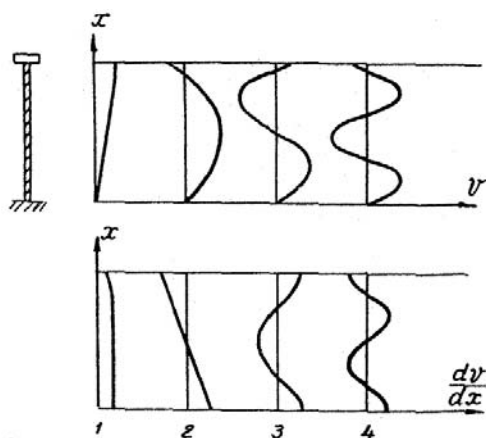


Рис. 2.20 – Формы крутильных колебаний отвеса каната

Результаты экспериментов по предохранительному торможению двухклетевой установки с новым уравновешивающим канатом сведены в табл. 2.8, данные по деформациям старого уравновешивающего каната представлены в табл. 2.9. В таблицах обозначено: l – длина отвеса каната в момент торможения, j – замедление клетки, $\alpha = \frac{ml}{I_B}$ – отношение осевого момента инерции отвеса каната к моменту инерции вращающихся частей вертлюга. M_1, M_2, M_3 – значения первых максимумов динамических деформаций кручения каната в контролируемых сечениях, знаки «-» и «+» соответствуют деформациям в направлении раскручивания или закручивания каната, T_1 – период крутильных колебаний, T_2 – период продольных колебаний системы головной канат – клеть – уравновешивающий канат по записи колебаний клетки.

Таблица 2.8 – Результаты измерения деформаций кручения нового уравнивающего каната ГОСТ 7668-80 $d = 42$ мм при предохранительном торможении

№ пп	l , м	j , м/с ²	α	M_1 , Нм	M_3 , Нм	T_1 , с	T_2 , с
1	860	3,3 спуск	0,254	-70	+10	6,0	1,15
2	720	3,3 спуск	0,220	-50	+25	5,2	1,25
3	850	3,4 подъем	0,254	+60	-10	6,0	1,15
4	980	3,3 подъем	0,294	+70	0	7,0	0,5

Таблица 2.9 – Результаты измерения деформаций кручения старого каната ГОСТ 7668-80 $d = 42$ мм при предохранительном торможении

№ пп	l , м	j , м/с ²	α	M_1 , Нм	M_2 , Нм	M_3 , Нм	T_1 , с	T_2 , с
1	760	5 спуск	0,230	-60	-30	+20	1,3	1,2
2	520	4,7 спуск	0,182	-35	0	+35	1,6	1,6
3	760	3,8 подъем	0,230	+45	+30	-10	3,0	1,3

Сравним значения частот крутильных колебаний, зафиксированных в эксперименте и определяемых вторым тоном колебаний по формуле (2.79). Такое сравнение возможно, поскольку частоты продольных и крутильных колебаний каната существенно отличаются. Воспользуемся данными табл. 2.8. В табл. 2.10 приведено сравнение результатов. Обозначено: l – длина отвеса уравнивающего каната в момент торможения, $\alpha = \frac{ml}{I_B}$, $T^{\text{эк}}$, $\varpi^{\text{эк}}$ – период и частота крутильных колебаний, измеренные в эксперименте, λ_2 – собственные числа уравнения (2.66), ϖ_2 – частота второго тона крутильных колебаний (2.79).

Таблица 2.10 – Сопоставление результатов эксперимента и расчетов по частотам крутильных колебаний

№№ пп	l , м	α	$T^{ЭК}$, с	$\omega^{ЭК}$, с ⁻¹	λ_2	ϖ_2 , с ⁻¹	Расхож- дение, %
1	860	0,254	6,0	1,045	3,250	1,075	2,87
2	720	0,220	5,2	1,260	3,206	1,260	4,60
3	850	0,254	6,0	1,045	3,250	1,075	2,87
4	980	0,294	7,0	0,900	3,230	0,900	3,34

Полученное соответствие частот и фори колебаний свидетельствует о правильном выборе расчетной схемы для исследования продольно-крутильных колебаний уравнивающего каната.

В эксперименте только в одном опыте измерялся момент упругих сил в нижнем сечении отвеса каната, однако по полученным результатам можно оценить его значение. В работе [46] показано, что при $\alpha \leq 0,25$, что имеет место в данном случае, первая форма колебаний близка к линейной функции, остальные формы колебаний приближаются к формам стоячих волн (рис. 2.20). Вторая форма колебаний приближается к полуволне и с точностью до 2 % можно считать деформации верхнего и нижнего сечений отвеса каната одинаковыми. Исходя из этого, по результатам измерения деформации верхнего сечения каната, проверим точность вычисления первого максимума момента упругих сил в нижнем сечении каната по формуле (2.120).

Как следует из приведенной таблицы, в эксперименте на новом канате зафиксированы значения моментов большие, а на старом – меньшие, чем по результатам расчетов. Это обстоятельство можно объяснить изменением упругих свойств каната в процессе его эксплуатации – вытяжкой каната и изменением параметров свивки. В целом соответствие результатов эксперимента и расчетов можно признать удовлетворительным.

Таблица 2.11 – Сопоставление результатов экспериментов и расчетов по определению крутящего момента в нижнем сечении отвеса каната

№№ пп	l , м	j , м/с ²	$M^{эк}$, Нм	$M^{расч}$, Нм	Расхождение, %
Новый канат					
1	860	3,3	70,0	56,6	+19,1
2	720	3,3	54,7	47,6	+13,0
Старый канат					
1	760	5,0	60,0	75,0	-27,0
2	520	4,7	35,0	49,0	-40,0
3	760	3,8	45,0	57,7	-30,0

Основные результаты эксперимента можно сформулировать следующим образом:

1. В нормальном режиме спуска-подъема сосуда деформации кручения уравновешивающего каната носят квазистатический характер.

2. Деформации кручения отвеса каната не изменяются при движении сосуда, если вертлюг не вращается. В опытах наблюдалось отсутствие вращения вертлюга при изменении длины отвеса на 250–300 м при спуске и подъеме сосуда.

3. За цикл подъема сосуда с отметки – 986 м до нулевого горизонта вертлюг сделал 106 оборотов в сторону раскручивания каната. При спуске сосуда до отметки – 986 м – 106 оборотов в сторону закручивания каната. За цикл подъема сосуда с новым уравновешивающим канатом ГОСТ 7668-80 вертлюг сделал 74 оборота.

4. При переходных режимах движения (предохранительном торможении) в отвесе каната форма крутильных колебаний такова, что деформации верхнего сечения каната у вертлюга и нижнего сечения каната у петли приблизительно одинаковые по величине и противоположные по направлению, а в среднем сечении отвеса колебания отсутствуют (в середине отвеса узел колебаний).

5. Продольные колебания каната вместе с подъемным сосудом после торможения подъемной машины не оказывают существенного влияния на деформации кручения уравнивающего каната.

6. В процессе эксплуатации круглого уравнивающего каната его жесткость на кручение увеличивается по сравнению с новым канатом вследствие вытяжки каната.

2.5 Предельные длины канатов

Результаты исследования статики и динамики уравнивающего каната показывают, что с увеличением длины каната пропорционально увеличиваются его деформации, возрастают внутренние усилия, нагрузки приближаются к критическим.

Критерием для оценки предельных глубин подъемов, при которых возможно использование круглопрядных канатов в качестве уравнивающих, будем считать условие, что сумма статических и динамических крутящих моментов в нижнем сечении отвеса каната не должна превышать критическое значение, определяемое выражением (2.61), при котором происходят потери устойчивости прямолинейной формы равновесия отвеса каната.

Выражение для определения предельных глубин подъемов в системах с круглопрядными уравнивающими канатами получаем из (2.61), (2.22) и (2.119) в виде:

$$l_{\text{пр}} = \frac{3,063 \sqrt{\left(1 - \frac{\dot{V}_c}{g}\right) \frac{G_0^2}{q^2}}}{\xi \frac{\dot{V}_c}{g} k + \frac{d_n f}{2}}. \quad (2.120)$$

Таким образом, значение предельных глубин подъема определяются параметрами каната – изгибной жесткостью, коэффициентом раскрутки, погонным весом; параметрами, характеризующими трение в подшипнике прицепного устройства – его диаметром, коэффициентом трения, а также настройкой тормоза подъемной машины – величиной замедления подъемного сосуда при аварийном торможении.

Правилами безопасности [34] регламентированы пределы замедления подъемных сосудов при предохранительном торможении – $1,5 \leq j \leq 5 \text{ м/с}^2$ и должны выбираться с таким расчетом, чтобы обеспечить нескольжение подъемных канатов по шкиву трения.

По теории подобия и размерностей из (2.120) следует, что $l_{\text{пр}}$ пропорционально $\sqrt[3]{d'}$, то есть для канатов одинаковой конструкции, но другого диаметра d_2 , предельные глубины $l_{2\text{пр}}$ можно определить из соотношения:

$$l_{2\text{пр}} = l_{1\text{пр}} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{1/3}. \quad (2.121)$$

В табл. 2.12 приведены результаты вычислений предельных длин отвесов канатов всех рассматриваемых конструкций при замедлениях подъемного сосуда $j = 3 \text{ м/с}^2$ и $j = 5 \text{ м/с}^2$, при нормальной работе вертлюжных прицепных устройств ($d_n = 0,3 \text{ м}$, $f = 3 \cdot 10^{-3}$).

Полученные результаты позволяют утверждать, что на больших глубинах предпочтительно использовать малокрутящиеся многослойные канаты.

Таблица 2.12 – Предельные длины отвесов канатов при нормальной работе вертлюга ($f = 3 \cdot 10^{-3}$, $d_{\text{п}} = 0,14 \text{ м}$) и при заклиненном вертлюге

Тип каната	d , мм	$k \cdot 10^{-3}$, м	$l_{\text{пр}}$, м	
			$j = 3 \text{ м/с}^2$	$j = 5 \text{ м/с}^2$
Однослойные ГОСТ 7668-80 (односторонн. свивка)	42	5,469	1490-510	950-410
ГОСТ 7668-80 (крестовая свивка)	42	3,540	2140-780	1390-630
Двухслойные ГОСТ 16827-81	40	2,765	1130-520	740-420
	50	3,012	1400-640	910-520
	60	3,849	1550-670	990-540
ГОСТ 3088-80	41	2,282	1870-900	1240-725
	52	2,869	2200-1000	1430-800
	59,5	3,300	2300-1030	1490-830

ГОСТ 16828-81	30 (р)	2,573	1880-920	1240-730
	30 (н/р)	1,844	2400-1230	1630-990
	40 (н/р)	2,298	3020-1460	2010-1180
	50 (н/р)	3,010	3200-1480	2070-1190
Трехслойные польский канат 33х7+о.с. по ВN-77/6021	49	2,190	3400-1660	2270-1330

2.6 Выводы и рекомендации

Основные выводы и результаты данной главы могут быть кратко сформулированы следующим образом.

Исследована устойчивость прямолинейной формы равновесия отвеса каната. Получено, что значение критического крутящего момента зависит от изгибной жесткости и погонного веса каната и определяется выражением (2.25). Установлено, что изменение изгибной жесткости каната по длине вследствие растяжения собственным весом практически не влияет на величины критических нагрузок.

Исследованы продольно-крутильные колебания каната при предохранительном торможении. Установлено, что величины крутящих моментов в нижней части отвесов каната, обуславливающих их перерехлестывание, определяются в основном следующими параметрами: коэффициентом раскрутки каната, его длиной и погонным весом, ускорением движения подъемного сосуда при торможении. Предложена формула для оценки крутящего момента в нижнем сечении каната.

Установлено, что величина момента инерции вертлюга и момент трения в подшипнике прицепного устройства существенно влияют на динамические нагрузки в верхних сечениях каната, для нижних сечений их влияние несущественно.

Исследованы статика и квазистатика каната, получены расчетные формулы для оценки величины и скорости угловых деформаций каната.

Разработана специальная аппаратура для экспериментального исследования крутильных деформаций круглых уравнивающих канатов.

В шахтных условиях проведены экспериментальные исследования деформаций каната одновременно в трех сечениях при различных режимах работы подъема. Результаты эксперимента хорошо согласуются с теоретическими результатами работы.

Разработана методика определения предельных длин круглых уравнивающих канатов. Критическая длина каната определяется конструктивными параметрами каната, трением в подшипниках вертлюжного прицепного устройства, характеристикой тормоза подъемной установки.

Предпочтительными являются многослойные малокрутящиеся конструкции канатов. Они могут быть использованы в качестве уравнивающих до глубин порядка 2000 м при замедлениях предохранительного торможения $2-3 \text{ м/с}^2$ и до глубин 1400 м – при максимальных регламентируемых ПБ замедлениях – 5 м/с^2 .

Рекомендуется навешивать уравнивающие канаты таким образом, чтобы направление отливки у всех канатов было одинаковым.

Опыт эксплуатации круглых уравнивающих канатов у нас в стране и за рубежом подтверждает основные теоретически прогнозируемые положения работы.

3 НАПРЯЖЕННО – ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КРУГЛОПРЯДНЫХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ

При разработке математической модели напряженно-деформированного состояния уравнивающего каната как сложного агрегата, все элементы которого контактируют по длине, сохраняя структурную целостность, использованы основные уравнения статики продольно-крутильных деформаций проволочных канатов М.Ф. Глушко [35]. При этом рассматривается прямолинейный отвес каната, нагруженный по длине погонной нагрузкой собственного веса, сосредоточенные нагрузки приложены только в концевых сечениях каната. Использована гипотеза плоских сечений. Применительно к уравнивающим канатам эта задача решалась автором впервые [47–50]. Только анализ напряженно-деформированного состояния элементов каната позволит объяснить такие явления в эксплуатации как появление «фонарей», расслоение каната, позволит проанализировать влияние параметров свивки каната на перераспределение усилий между его элементами и обосновать параметры работоспособных долговечных конструкций.

Расчетная схема каната обоснована в главе 2. Рассматривается прямой отвес каната, верхний конец которого закреплен в вертлюге, а нижний ненатянутый конец отвеса удерживается от вращения петлей. Петлю можно считать упругой или жесткой на кручение опорой, далее это значения не имеет. Поскольку внешних крутящих моментов по длине отвеса не приложено, крутящий момент M должен быть в статике неизменным по длине каната и равным моменту трения в вертлюге $M_{тр}$. Момент трения препятствует раскручиванию каната при квазистатическом изменении его длины при движении подъемного сосуда вверх и должен считаться положительным, направленным по свивке наружного слоя каната.

Уравнения статического равновесия отвеса каната, как естественно закрученного стержня получены в главе 2 в виде (2.63). Продольная ε и угловая θ деформации каната определяются выражениями (2.64), (2.65).

Канат рассматриваем как агрегат, жесткостные параметры и деформации которого складываются из жесткостей и деформаций отдельных элементов. Раскрытие статической неопределимости каната, как механической системы достигается тем, что кроме условий равновесия статики, требующих равенства главного вектора и главного момента внутренних сил в поперечном сечении каната главному вектору и главному моменту внешних сил, расположенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, можно записать уравнения совместности деформаций.

3.1 Деформации прядей каната и силовые факторы в них

Каждая прядь прямого отвеса каната претерпевает деформации изгиба $\tilde{b}_{\text{пр}}$, растяжения $\varepsilon_{\text{пр}}$ и кручения $\tilde{t}_{\text{пр}}$, которые зависят от деформации каната ε и θ и от ее параметров свивки:

$$\tilde{b}_{\text{пр}i} = \theta(1 + \cos^2 \beta_i) \sin \beta_i \cos \beta_i + (\varepsilon_{ri} - \varepsilon) \frac{\sin^2 \beta_i \cos^2 \beta_i}{R_i}; \quad (3.1)$$

$$\varepsilon_{\text{пр}i} = \varepsilon \cos^2 \beta_i + \theta R_i \sin \beta_i \cos \beta_i + \varepsilon_{ri} \sin^2 \beta_i; \quad (3.2)$$

$$\tilde{t}_{\text{пр}i} = \theta \cos^4 \beta_i - (\varepsilon_{ri} - \varepsilon) \frac{\sin^3 \beta_i \cos \beta_i}{R_i}, \quad (3.3)$$

где β_i , R_i – угол и радиус свивки прядей рассматриваемого i -го слоя, ε_{ri} – радиальная деформация слоя прядей, которая определяется для винтового элемента следующим выражением:

$$\varepsilon_{ri} = -\varepsilon \operatorname{ctg}^2 \beta_i - \theta R_i \operatorname{ctg} \beta_i. \quad (3.4)$$

При этом изменение диаметра слоя прядей может быть оценено по формуле:

$$\Delta R_i = \varepsilon_{ri} R_i. \quad (3.5)$$

Вычислив деформации прядей в каждом i -м слое, можно определить силовые факторы в них: продольное усилие \bar{P}_i и крутящий момент \bar{L}_i , направленные вдоль оси касательной τ , поперечную силу и изгибающий момент \bar{P}_b и \bar{L}_b , направленные по бинормали b , $f_{\text{п}}$ – результирующую

давления соседних прядей i -го ряда на рассматриваемую прядь, направленную по нормали n (рис. 3.1). Ось τ является касательной к винтовой оси пряди, ось n перпендикулярна к τ и является продолжением полярного радиуса, соединяющего центры тяжести поперечного сечения каната и пряди. Ось b нормальна к первым двум осям и образует с ними правую систему координат.

$$P_{ti} = a_{0i} \varepsilon_{\text{пр}i} + c_{0i} \tilde{t}_{\text{пр}i}; \quad (3.6)$$

$$L_{ti} = c_{0i} \varepsilon_{\text{пр}i} + b_{0i} \tilde{t}_{\text{пр}i}; \quad (3.7)$$

$$L_{bi} = g_{0i} \tilde{b}_{\text{пр}i}; \quad (3.8)$$

$$P_{bi} = L_{ti} \frac{\sin^2 \beta_i}{R_i} - L_{bi} \frac{\sin \beta_i \cos \beta_i}{R_i}; \quad (3.9)$$

$$f_{ni} = P_{ti} \frac{\sin^2 \beta_i}{R_i} - P_{bi} \frac{\sin \beta_i \cos \beta_i}{R_i}, \quad (3.10)$$

где a_{0i} , b_{0i} , c_{0i} – агрегатные коэффициенты жесткости пряди i -го слоя, g_{0i} – изгибная жесткость пряди.

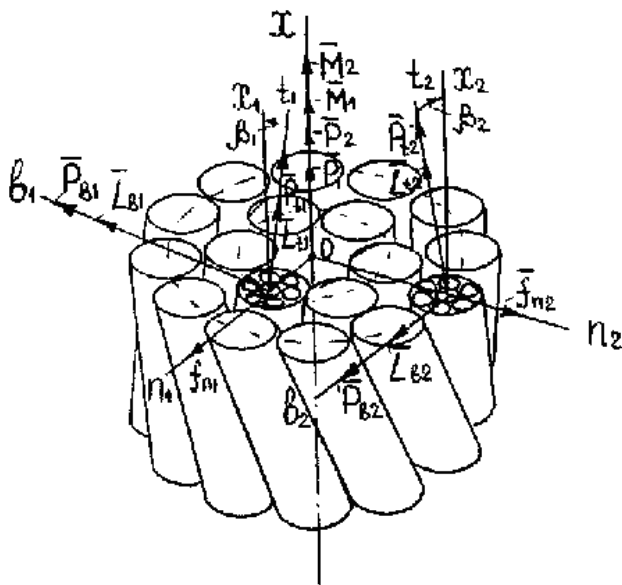


Рис. 3.1 – Силовые факторы в поперечном сечении каната

Если P_{ti} и f_{ni} окажутся при расчете отрицательными, то это будет означать, что слой прядей расслаивается в рассматриваемом сечении каната.

На данном этапе расчета можно сделать проверку вычислений. Приведя усилия и моменты в прядях к продольной оси x каната и сложив их по слоям, получаем часть внешней нагрузки, воспринимаемой i -м слоем прядей P_i и M_i , а сложив их по всем N слоям, должны получить продольное усилие и крутящий момент в рассматриваемом сечении каната x , соответствующие значениям из (2.63). Поскольку все пряди в i -м слое идентичны, суммирование усилий заменяем умножением усилия в одной пряди на число прядей в слое m_i :

$$P_i = m_i (P_{bi} \sin \beta_i + P_{ti} \cos \beta_i), \quad (3.11)$$

$$M_i = m_i (L_{bi} \sin \beta_i + L_{ti} \cos \beta_i + R_i (P_{ti} \sin \beta_i - P_{bi} \cos \beta_i)). \quad (3.12)$$

Далее проверяем:

$$\sum_{i=1}^N P_i = P = qx, \quad \sum_{i=1}^N M_i = M = M_{\text{тр}}, \quad (3.13)$$

где N – число слоев прядей в канате.

3.2 Деформации и напряжения в проволоках каната

Деформации центральной проволоки, расположенной на оси пряди определяются выражениями (3.1) – (3.3).

Напряжения в центральной проволоке i -й пряди можно вычислить следующим образом.

Нормальные напряжения от растяжения

$$\sigma_{pi} = E \varepsilon_{\text{пр}i} \quad (3.14)$$

равномерно распределены по площади поперечного сечения проволоки. Касательные напряжения от кручения изменяются по величине вдоль радиуса проволоки по линейному закону, достигая в наружных точках максимальных значений, которые определяются по формуле

$$\tau_{ci} = G \frac{\delta_{ci}}{2} \tilde{t}_{\text{пр}i}, \quad (3.15)$$

где δ_{ci} – диаметр центральных проволок i -го слоя прядей, E , G – модули упругости материала проволоки при растяжении и сдвиге. При изгибе пряди

ось b является нейтральной для центральной проволоки, поэтому наибольшие по модулю и разные по знаку деформации и напряжения будут в точках 1 и 2, расположенных на оси n (рис. 3.2, обозначено O – ось каната, O_1 – ось пряди).

$$\sigma_{uc1} = -\sigma_{uc2} = E\tilde{b}_{\text{пр}i} \frac{\delta_{ci}}{2}. \quad (3.16)$$

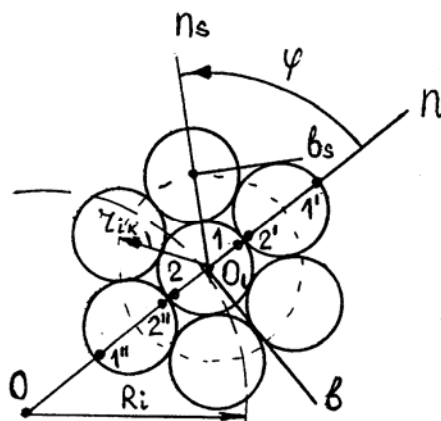


Рис. 3.2 – Оси координат в пряди i -го слоя

В зависимости от знака деформации изгиба пряди $\tilde{b}_{\text{пр}i}$ положительные изгибные напряжения будут или в т.1, или в т.2. Нас интересуют максимальные напряжения в проволоке, поэтому можно не учитывать номер точки, а в соответствии со знаком напряжений растяжения (3.14) прибавлять к ним с таким же знаком изгибное напряжение (3.16). Получим наибольшее напряжение нормальное в т.1 или в т.2.

$$\sigma_{nci} = \sigma_{pci} + \sigma_{uci}. \quad (3.17)$$

Поскольку в этой же точке есть касательное напряжение (3.15), оценка напряженного состояния выполняется по теории прочности расчетом эквивалентного напряжения

$$\sigma_{эci} = \sqrt{\sigma_{nci}^2 + 4\tau_{ci}^2}. \quad (3.18)$$

Для расчета напряжений и деформаций всех проволок поперечного сечения каната необходимо ввести координаты: r_{ik} – радиус k -го ряда

проволок в прядях i -го слоя и угловую координату φ – угол между осью $n_{пр}$ для пряди и осью n для проволоки (рис. 3.2).

В каждом слое прядей проволоки имеют деформации: продольную ε_c , кручения \tilde{t} и изгиба относительно осей b и n , которые обозначим \tilde{b}_{ik} и \tilde{n}_{ik}

$$\varepsilon_{sik} = \varepsilon_{прi} \cos^2 \alpha_{ik} + \tilde{t}_{прi} r_{ik} \sin \alpha_{ik} \cos \alpha_{ik}; \quad (3.19)$$

$$\tilde{t}_{ik} = \tilde{t}_{прi} \cos^4 \alpha_{ik} + \varepsilon_{прi} \frac{\sin^3 \alpha_{ik} \cos \alpha_{ik}}{r_{ik}}; \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} \tilde{b}_{ik} = & \tilde{t}_{прi} (1 + \cos^2 \alpha_{ik}) \sin \alpha_{ik} \cos \alpha_{ik} - \\ & - \varepsilon_{прi} \frac{\sin^2 \alpha_{ik} \cos^2 \alpha_{ik}}{r_{ik}} + \tilde{b}_{прi} \cos 2\alpha_{ik} \cos^2 \alpha_{ik} \cos \varphi; \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$\tilde{n}_{ik} = -\tilde{b}_{прi} (1 + \sin^2 \alpha_{ik}) \cos \alpha_{ik} \sin \varphi, \quad (3.22)$$

где α_{ik} – угол свивки проволок k -го ряда в i -м слое прядей.

Наибольшие изгибные деформации имеют проволоки, расположенные на оси $n_{пр}$, координатный угол для которых $\varphi = 0$ или $\varphi = \pi$ (рис. 3.2). В выражении (3.21) первые два слагаемых малы по сравнению с последним, это показали расчеты для разных конструкций канатов, поэтому знак \tilde{b}_{ik} определяется знаком $\tilde{b}_{прi}$. Полагая $\varphi = 0$, вычисляем изгибные напряжения в т.1 или т.2 (т.1' или т. 2') (рис. 3.2), совпадающие по знаку с нормальными напряжениями от продольных деформаций, как описано выше для напряжений в центральной проволоке.

Напряжения (максимальные на периметре проволок каждого ряда) вычисляем по формулам, аналогичным (3.14) – (3.18)

$$\sigma_{pik} = E \varepsilon_{sik}; \quad (3.23)$$

$$\tau_{ik} = G \frac{\delta_{ik}}{2} \tilde{t}_{ik}; \quad (3.24)$$

$$\sigma_{uik} = E \frac{\delta_{ik}}{2} \tilde{b}_{ik}; \quad (3.25)$$

$$\sigma_{nik} = \sigma_{pik} + \sigma_{uik}; \quad (3.26)$$

$$\sigma_{\varepsilon ik} = \sqrt{\sigma_{nik}^2 + 4\tau_{ik}^2}. \quad (3.27)$$

3.3 Анализ напряженно-деформированного состояния круглопрядных уравнивающих канатов

Для выбранных для исследования характерных конструкций канатов, описанных в главе 2, были вычислены деформации и усилия в прядях, в слоях прядей, деформации проволок и наибольшие напряжения в них. Вычисления выполнялись для 3 или 5 сечений каната: нижнего ($x=0$), промежуточных ($x = \frac{l}{2}$ или $x = \frac{l}{4}$, $x = \frac{l}{2}$, $x = \frac{3l}{4}$) и верхнего ($x=l$).

В расчетах принималось, что модули упругости материала проволок канатов $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $G = 8,4 \cdot 10^{10}$ Па, коэффициент трения качения в подшипнике вертлюга в нормальных условиях $f = 0,003$, диаметр подшипника – 0,14 м.

Проанализировано влияние параметров канатов, длин отвесов канатов, трения в вертлюге на их напряженно-деформированное состояние, выполнена оценка интенсивности распределенной нагрузки сил трения между слоями прядей в многослойных канатах.

3.3.1 Однослойные канаты

В табл. 3.1 и 3.2 приведены результаты расчета максимальных напряжений σ_p , τ , σ_u , σ_ε , усилий в проволоках T_k , силовых факторов в прядях P_t , P_b , L_t , L_b , в канате P , M в двух сечениях $x=0$ и $x=l=1000$ м каната ТУ 14-4-1444-87 (ГОСТ 7668-80) диаметром 42 мм односторонней и крестовой свивки соответственно.

Таблица 3.1 – Напряжения и усилия в проволоках и прядях нижнего ($x = 0$) и верхнего ($x = l$) сечений каната ТУ 14-4-1222-87 (ГОСТ 7668-80 $d = 42$ мм односторонней свивки при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,3$ м, $f = 0,003$)

Ко- орд. x , м	Ряд про волок	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$, Па	T_k , Н	$n_k T_k$, Н	$P_i/P_b/P$ Н	$L_i/L_b/M$ Нм
0	С	-1,5132	0,7594	-1,3815	3,2691	-80	-80	55	1,1
	1	-1,0891	0,5414	-1,2851	2,6091	-30,9	-216	-133	6,7
	2	-0,5262	0,5193	-1,4081	2,1943	-14,9	-104	0	30,37
	3	-0,3915	0,3794	-1,0503	1,6381	-6	-42		
	4	0,9024	0,5682	1,8391	2,9672	37	524		
1000	С	28,077	-8,4051	15,411	46,6233	1490	1490	11274	3,93
	1	23,251	-5,9841	14,358	39,4671	659	4615	1693	-80
	2	16,784	-5,7382	15,751	34,4990	476	3331	67500	30,37
	3	15,242	-4,1883	11,753	28,2641	235	1642		
	4	0,4559	-6,2684	20,594	24,4998	19	265		

Таблица 3.2 – Напряжения и усилия в проволоках и прядях нижнего ($x = 0$) и верхнего ($x = l$) сечений каната ТУ 14-4-1444-87 (ГОСТ 7668-80 $d = 42$ мм крестовой свивки при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,3$ м, $f = 0,003$)

Ко- орд. x , м	Ряд про волок	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$, Па	T_k , Н	$n_k T_k$, Н	$P_i/P_b/P$ Н	$L_i/L_b/M$ Нм
0	С	1,6621	0,7862	1,3951	3,4380	88	88	43,5	1,03
	1	1,2231	0,5602	0,6582	2,1893	34,7	243	-135	6,81
	2	0,6372	0,5371	0,4123	1,5022	18,1	126	0	30,37
	3	0,4961	0,3924	0,2716	1,0983	7,6	54		
	4	-0,8453	0,5881	0,0372	1,4713	-35	-492		
1000	С	-0,8251	-5,3567	-9,6289	14,4591	-4	-4	11546	-19,74
	1	2,7722	-3,8182	4,6206	10,6279	79	550	848	-47,03
	2	6,5442	-3,6672	2,9805	12,0223	186	1299	67500	30,37
	3	7,4491	-2,6781	1,9779	10,8423	115	802		
	4	16,1251	-4,0243	0,4975	18,4691	670	9379		

Нам известно, что канат односторонней свивки не используется в качестве уравновешивающего (на практике он оказался менее долговечным, чем канаты крестовой свивки), однако представляет интерес рассмотреть влияние направления свивки проволок в прядь в однослойной конструкции каната на его напряженно-деформированное состояние.

В результате выполненных расчетов получено, что наиболее нагруженными в верхнем сечении каната односторонней свивки является центральные проволоки прядей, а в канате крестовой свивки – наружные проволоки прядей. При этом напряжения в центральных проволоках канатов односторонней свивки более чем в 4,5 раза превышает среднее, равное отношению веса каната к суммарной площади поперечного сечения проволок каната. Для каната крестовой свивки напряжения в наружных проволоках в 1,9 раза больше среднего.

Вследствие значительных деформаций кручения однослойных канатов (вертлюг делает ~ 100 оборотов при изменении его длины от 0 до 1000 м) в проволоках возникают касательные и нормальные напряжения одного порядка с напряжениями растяжения.

Максимальные эквивалентные напряжения в наиболее нагруженных точках проволок пропорциональны длине отвеса каната.

На рис. 3.3 показано как незначительно влияет изменение коэффициента трения качения в подшипнике вертлюга в пределах $1 \cdot 10^{-3} \leq f \leq 6 \cdot 10^{-3}$ на максимальные эквивалентные напряжения в наиболее нагруженных проволоках.

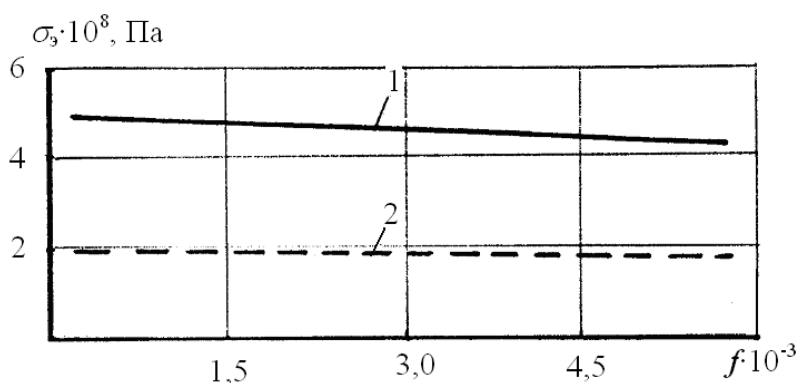


Рис. 3.3 – Зависимость максимальных эквивалентных напряжений в верхнем сечении каната ГОСТ 7668-80 $d = 42$ мм, длиной 1000 м от трения в подшипнике вертлюга:

- 1 – для каната односторонней свивки (в центральных проволоках прядей);
- 2 – для каната крестовой свивки (в наружных проволоках прядей)

С учетом малого влияния трения в подшипнике вертлюга на уровень напряжений в проволоках можно сделать вывод, что способ навески однослойных канатов не влияет на их напряженно-деформированное состояние.

Канаты крестовой свивки имеют преимущества по сравнению с канатами односторонней свивки, поскольку проволоки в сечениях прядей нагружены более равномерно и напряжения имеют меньший уровень.

3.3.2 Двухслойные канаты

3.3.2.1 Канаты ГОСТ 16827-81

В табл. 3.3 приведены значения деформаций и силовых факторов в канате диаметром 40 мм длиной 1000 м при нормальной работе вертлюга ($d_{\Pi} = 0,14$ м, $f = 0,003$).

Таблица 3.3 – Деформации и силовые факторы в двухслойном канате ГОСТ 16827-81 $d = 40$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\Pi} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\varepsilon \cdot 10^{-4}$	$\theta \cdot 10^{-2}$	u , м	ν , рад.	$\tilde{\varepsilon}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$	$\varepsilon_{\text{при}} \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$
0	0	14,49	- 0,1690	0,6112	- ,03922		-0,3229 0,3951	-0,3064 0,2061	0,5073 0,4587
250	17250	14,49	1,8763	-1,4007	- 0,3708	- 0,9869	0,5929 -1,0032	2,0516 0,8237	-1,2100 -1,0135
500	34500	14,49	3,9217	-3,4126	- 0,2984	- 7,0036	1,5087 -2,4014	4,4095 1,4414	-2,9273 -2,4858
750	51750	14,49	5,9670	-5,4245	- 0,1747	-18,050	2,4246 -3,7997	6,7674 2,0591	-4,6447 -3,9580
1000	69000	14,49	8,0124	-7,4364	0	-34,126	3,3404 -5,1979	9,1253 2,6768	-6,3620 -5,4302

Продолжение табл. 3.3

Ко- орд. x , м	$\varepsilon_{ri} \cdot 10^{-3}$	P_{ii} , Н	L_{ii} , Нм	$P_{\sigma i}$, Н	$L_{\sigma i}$, Нм	f_{ni} , Н/м	P_i , Н	M_i , Нм
0	0,3268 -0,1589	-265,0 135,8	0,1909 -0,0836	1,9883 -0,6959	-0,0027 0,0033	-2821 1037	-1517 1517	5,185 9,305
250	-2,1883 -0,6353	1659 694	-1,1559 -0,4937	12,431 -3,555	0,0050 -0,0085	17660 5301	9496 7754	-32,21 46,70
500	-4,7033 -1,1117	3582 1252	-2,5028 -0,9037	-26,850 -6,415	0,0128 -0,0204	38141 9563	20510 13990	-69,60 84,09
750	-7,2182 -1,5881	5505 1810	-3,8496 -1,3137	-41,270 -9,274	0,0205 -0,0322	58623 13827	31524 20225	-106,99 121,48
1000	-9,7334 -5,1979	7429 2368	-5,1964 -1,7237	-55,689 -12,133	0,0283 -0,0440	79104 18090	42538 26462	-144,38 158,87

В табл. 3.4 и 3.5 приведены напряжения в проволоках внутренних и наружных прядей соответственно. Все данные вычислены для 5-ти сечений отвеса каната, отстоящих друг от друга на расстоянии 250 м.

Таблица 3.4 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната ГОСТ 16827-81 $d = 40$ мм при $l = 1000$ м, $d_{II} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	-0,7161	0,0320	-0,0508	-0,7669	0,7696
	1	-0,7227	0,0231	-0,0453	-0,7679	0,7693
	2	-0,7362	0,0223	-0,0494	-0,7856	0,7868
	3	-0,7388	0,0161	-0,0363	-0,7750	0,7757
	4	-0,7630	0,0264	-0,0664	-0,8294	0,8310
250	С	4,4817	-0,0762	0,0934	4,5751	4,5776
	1	4,4668	-0,0555	0,0754	4,5422	4,5436
	2	4,4362	0,0547	0,0778	4,5139	4,5153
	3	4,4303	-0,0397	0,0567	4,4869	4,4876
	4	4,3754	-0,0675	0,0989	4,4743	4,4763
500	С	9,6795	-0,1844	0,2376	9,9171	9,4491
	1	9,6563	-0,1341	0,1961	9,8523	9,8560
	2	9,6085	-0,1317	0,2049	9,8134	9,8169
	3	9,5993	-0,0954	0,1496	9,7489	9,7508
	4	9,5137	-0,1613	0,2643	9,7779	9,7833
750	С	14,8773	-0,2926	0,3818	15,2591	15,2704
	1	14,8458	-0,2126	0,3167	15,1625	15,1684
	2	14,7809	-0,2086	0,3321	15,1129	15,1187
	3	14,7687	-0,1512	0,2425	15,0109	15,0139
	4	14,6521	-0,2552	0,4296	15,0816	15,0913
1000	С	20,0751	-0,4008	0,5261	20,6012	20,6168
	1	20,0352	-0,2912	0,4374	20,4726	20,4809
	2	19,9532	-0,2856	0,4592	20,4123	20,4204
	3	19,9374	-0,2069	0,3354	20,2729	20,2771
	4	19,7904	-0,3491	0,5949	20,3853	20,3973

В табл. 3.6–3.8 приведены результаты расчетов для каната диаметром 50 мм и в табл. 3.9–3.11 – для каната диаметром 60 мм.

В табл. 3.3, 3.6, 3.9 приведены значения продольных u и угловых v перемещений сечения каната, полученные интегрированием выражений (2.63) с учетом граничных условий: при $x=0$ $v=0$, при $x=l$, $u=0$, обоснованных в работах [31, 32].

Таблица 3.5 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната
ГОСТ 16827-81 $d = 40$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0,3670	0,0289	0,0622	0,4292	0,4331
	1	0,3498	0,0206	0,0311	0,3809	0,3833
	2	0,3146	0,0195	0,1896	0,3336	0,3359
	3	0,3078	0,0141	0,1245	0,3203	0,3215
	4	0,2907	0,0138	0,1301	0,3108	0,3178
250	С	1,8751	-0,0638	0,1580	2,0331	2,0371
	1	1,8835	-0,0461	0,0957	1,9791	1,9812
	2	1,9002	-0,0447	0,0764	1,9766	1,9787
	3	1,9035	-0,0323	0,0533	1,9568	1,9578
	4	1,9339	-0,0534	0,0618	1,9957	1,9985
500	С	3,3838	-0,1655	0,3782	3,7615	3,7745
	1	3,4169	-0,1119	0,2226	3,6395	3,6465
	2	3,4860	-0,1090	0,1717	3,6576	3,6641
	3	3,4993	-0,0787	0,1190	3,6182	3,6217
	4	3,6231	-0,1291	0,1277	3,7508	3,7596
750	С	4,8915	-0,2494	0,5984	5,4899	5,5125
	1	4,9504	-0,1797	0,3495	5,2998	5,3126
	2	5,0716	-0,1733	0,2669	5,3386	5,3498
	3	5,0949	-0,1251	0,1847	5,2797	5,2856
	4	5,3122	-0,2047	0,1936	5,5058	5,5210
1000	С	6,3997	-0,3421	0,8187	7,2183	7,2507
	1	6,4839	-0,2465	0,4764	6,9603	6,9777
	2	6,6573	-0,2375	0,3623	7,0196	7,0356
	3	6,6907	-0,1715	0,2504	6,9411	6,9496
	4	7,0014	-0,2803	0,2595	7,2609	7,2825

Таблица 3.6 – Деформации и силовые факторы в двухслойном канате
ГОСТ 16827-81 $d = 50$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\varepsilon \cdot 10^{-4}$	$\theta \cdot 10^{-2}$	u , м	ν , рад.	$\tilde{\varepsilon}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$	$\varepsilon_{\text{при}} \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$
0	0	21,63	-0,140	0,465	-0,370	0	-0,2468	-0,2639	0,3854
							0,2878	0,1772	0,3606
250	25750	21,63	1,783	-1,202	-0,350	-0,922	0,5184	1,9700	-1,0353
							-0,8166	0,7976	-0,9062
500	51500	21,63	3,707	-2,870	-0,281	-6,012	1,2837	4,2038	-2,4561
							-1,9209	1,4180	-2,1730
750	77250	21,63	5,630	-4,537	-0,165	-15,27	2,0489	6,4378	-3,8769
							-3,0253	2,0384	-3,4398
1000	103000	21,63	7,556	-6,204	0	-28,69	2,8142	8,6717	-5,2976
							-4,1297	2,6588	-4,7066

Ко- орд. $x, \text{ м}$	$\varepsilon_{ri} \cdot 10^{-3}$	$P_{ii}, \text{ Н}$	$L_{ii}, \text{ Нм}$	$P_{ei}, \text{ Н}$	$L_{ei}, \text{ Нм}$	$f_{ni},$ Н/м	$P_i, \text{ Н}$	$M_i, \text{ Нм}$
0	0,2807	-352	0,2884	2,5445	-0,0049	-3200	-2013	8,044
	-0,1525	179	-0,1232	-0,7983	0,0057	1041	2013	13,586
250	-2,0954	2454	-1,9432	-17,793	0,0194	22332	14050	-55,69
	-0,6863	1039	-0,8422	-4,591	-1,6056	6050	11700	77,32
500	-4,4716	5268	-4,1748	-38,131	0,0252	47863	30112	-119,43
	-1,2201	1899	-1,5612	-8,383	0,0378	11058	21388	141,06
750	-6,8477	8066	-6,4065	-58,469	0,0404	73395	46175	-183,17
	-1,7539	2759	-2,2803	-12,175	-0,0595	16067	31075	204,80
1000	-9,2239	10872	-8,6381	-78,807	0,0553	98927	62238	-246,91
	-2,2877	3619	-2,9993	-15,968	-0,0812	21075	40762	268,54

Таблица 3.7 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната
ГОСТ 16827-81 $d = 50$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд $x, \text{ м}$	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\tau \cdot 10^7, \text{ Па}$	$\sigma_u \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\sigma_n \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\sigma_s \cdot 10^7 \text{ Па}$
0	С	-0,6169	0,0308	-0,0492	-0,6661	0,6689
	1	-0,6240	0,0222	-0,0446	-0,6687	0,6701
	2	-0,6349	0,0216	-0,0479	-0,6828	0,6842
	3	-0,6376	0,0153	-0,0346	-0,6722	0,6729
	4	-0,6599	0,0243	-0,0617	-0,7216	0,7233
250	С	4,3052	-0,0826	0,1034	4,4087	4,4118
	1	4,2904	-0,0603	0,0851	4,3755	4,3772
	2	4,2678	-0,0595	0,0877	4,3555	4,3571
	3	4,2621	-0,0423	0,0629	4,3250	4,3258
	4	4,2155	-0,0698	0,1072	4,3228	4,3250
500	С	9,2274	-0,1960	0,2561	9,4835	9,4916
	1	9,2049	-0,1429	0,2148	9,4197	9,4240
	2	9,1704	-0,1406	0,2234	9,3939	9,3981
	3	9,1618	-0,0999	0,1604	9,3222	9,3244
	4	9,0910	-0,1640	0,2762	9,3672	9,3729
750	С	14,1495	-0,3094	0,4087	14,5583	14,5714
	1	14,1193	-0,2255	0,3445	14,4638	14,4708
	2	14,0731	-0,2216	0,3592	14,4322	14,4391
	3	14,0616	-0,1576	0,2579	14,3195	14,3230
	4	13,9665	-0,2582	0,4451	14,4117	14,4221
1000	С	19,0716	-0,4228	0,5614	19,6331	19,6513
	1	19,0337	-0,3080	0,4742	19,5079	19,5176
	2	18,9758	-0,3026	0,4948	19,4706	19,4800
	3	18,9613	-0,2152	0,3554	19,3167	19,3215
	4	18,8421	-0,3524	0,6140	19,4561	19,4689

Таблица 3.8 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната
ГОСТ 16827-81 $d = 50$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0,4655	0,0284	0,0582	0,5237	0,5268
	1	0,4457	0,0203	0,0267	0,4723	0,4741
	2	0,4153	0,0193	0,0161	0,4314	0,4332
	3	0,4078	0,0136	0,0099	0,4178	0,4186
	4	0,3916	0,0117	0,0081	0,4003	0,4097
250	С	1,4121	-0,0717	0,1626	1,5747	1,5812
	1	1,4290	-0,0518	0,0924	1,5214	1,5249
	2	1,4549	-0,0502	0,0726	1,5275	1,5308
	3	1,4613	-0,0356	0,0489	1,5103	1,5119
	4	1,5145	-0,0567	0,0488	1,5633	1,5674
500	С	2,3586	-0,1719	0,3835	2,7421	2,7636
	1	2,4123	-0,1239	0,2114	2,6237	2,6354
	2	2,4944	-0,1197	0,1614	2,6558	2,6665
	3	2,5148	-0,0848	0,1079	2,6227	2,6282
	4	2,6838	-0,1341	0,2674	2,7814	2,7943
750	С	3,3052	-0,2720	0,6043	3,9095	3,9472
	1	3,3956	-0,1960	0,3304	3,7261	3,7466
	2	3,5339	-0,1892	0,2501	3,7840	3,8029
	3	3,5684	-0,1340	0,1668	3,7352	3,7448
	4	3,8529	-0,2114	0,1465	3,9994	3,0217
1000	С	4,2517	-0,3721	0,8252	5,0768	5,1312
	1	4,3790	-0,2680	0,4494	4,8284	4,8581
	2	4,5734	-0,2587	0,3389	4,9123	4,9395
	3	4,6219	-0,1832	0,2258	4,8477	4,8615
	4	5,0221	-0,2888	0,1953	5,2175	5,2494

Таблица 3.9 – Деформации и силовые факторы в двухслойном канате
ГОСТ 16827-81 $d = 60$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\varepsilon \cdot 10^{-4}$	$\theta \cdot 10^{-2}$	u , м	ν , рад.	$\tilde{\varepsilon}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$	$\varepsilon_{\text{при}} \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$
0	0	31,92	-0,1114	0,2894	-0,371	0	-0,1533	-0,2060	0,2400
							0,1826	0,1379	0,2214
250	38000	31,92	1,7984	-1,0366	-0,350	-0,93	0,4535	2,0060	-0,8907
							-0,7142	0,7349	-0,7707
500	76000	31,92	3,7082	-2,3626	-0,281	-5,18	1,0602	4,2180	-2,0213
							-1,6109	1,3319	-1,7626
750	11400	31,92	5,6179	-3,6886	-0,164	-12,75	1,6669	6,4299	-3,1520
							-2,5076	1,9289	-2,7546
1000	15200	31,92	7,5277	-5,0147	0	-23,63	2,2736	8,6419	-4,2827
							-3,4043	2,5260	-3,7465

Ко- орд. $x, \text{ м}$	$\varepsilon_{ri} \cdot 10^{-3}$	$P_{ii}, \text{ Н}$	$L_{ii}, \text{ Нм}$	$P_{ei}, \text{ Н}$	$L_{ei}, \text{ Нм}$	$f_{ni}, \text{ Н/м}$	$P_i, \text{ Н}$	$M_i, \text{ Нм}$
0	0,2194	-413	0,4177	2,9897	-0,0069	-3047	-2366	11,65
	-0,1131	210,8	-0,1801	-0,9887	0,0082	1045	2366	20,27
250	-2,1363	3775	-3,6906	-27,3595	0,0203	27833	21613	-105,59
	-0,6031	1459	-1,4678	-6,7628	-0,0319	7232	16387	137,51
500	-4,4920	7964	-7,7990	-57,7086	0,0475	58714	45592	-222,83
	-1,0931	2709	-2,7555	-12,5369	-0,0721	13420	30407	254,75
750	-6,8477	12153	-11,907	-88,0578	0,0746	89596	69572	-340,07
	-1,5830	3958	-4,0432	-18,3111	-0,1123	19608	44428	371,99
1000	-9,2034	16342	-16,015	-118,407	0,1018	120477	93551	-457,31
	-2,0730	5207	-5,3309	-24,0852	-0,1524	25796	58449	489,23

Таблица 3.10 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната
ГОСТ 16827-81 $d = 60$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. $x, \text{ м}$	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\tau \cdot 10^7, \text{ Па}$	$\sigma_u \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\sigma_n \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\sigma_s \cdot 10^7 \text{ Па}$
0	С	-0,4807	0,02319	-0,0371	-0,5178	0,5199
	1	-0,4859	0,0168	-0,0335	-0,5195	0,5206
	2	-0,4942	0,0163	-0,0361	-0,5303	0,5313
	3	-0,4961	0,0119	-0,0268	-0,5229	0,5235
	4	-0,5131	0,0187	-0,4726	-0,5603	0,5616
250	С	4,3912	-0,0860	0,1095	4,5007	4,5039
	1	4,3780	-0,0630	0,0909	4,4690	4,4708
	2	4,3571	-0,0621	0,0941	4,4513	4,4531
	3	4,3523	-0,0455	0,0695	4,4218	4,4228
	4	4,3094	-0,0740	0,1177	4,4271	4,4296
500	С	9,2631	-0,1953	0,2560	9,5191	9,5271
	1	9,2420	-0,1428	0,2155	9,4575	9,4618
	2	9,2085	-0,1404	0,2245	9,4330	9,4372
	3	9,2008	-0,1029	0,1659	9,3667	9,3689
	4	9,1319	-0,1667	0,2826	9,4146	9,4204
750	С	14,1350	-0,3045	0,4026	14,5376	14,5503
	1	14,1059	-0,2227	0,3399	14,4459	15,4528
	2	14,0599	-0,2188	0,3548	14,4147	14,4213
	3	14,0492	-0,1603	0,2623	14,3115	14,3151
	4	13,9544	-0,2594	0,4476	14,4020	14,4113
1000	С	19,0069	-0,4137	0,5491	19,5556	19,5735
	1	18,9699	-0,3025	0,4645	19,4344	19,4438
	2	18,9112	-0,2972	0,4852	19,3964	19,4055
	3	18,8977	-0,2176	0,3586	19,2563	19,2612
	4	18,7769	-0,3521	0,6126	19,3894	19,4022

Таблица 3.11 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната
ГОСТ 16827-81 $d = 60$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0,2452	0,0214	0,0441	0,2893	0,2924
	1	0,2318	0,0153	0,0212	0,2530	0,2549
	2	0,2106	0,0146	0,0134	0,2241	0,2260
	3	0,2057	0,0106	0,0088	0,2146	0,2156
	4	0,1621	0,0161	0,0021	0,1643	0,1674
250	С	1,6978	-0,0744	0,1725	1,8703	1,8762
	1	1,7126	-0,0540	0,1005	1,8131	1,8163
	2	1,7360	-0,0525	0,0802	1,8163	1,8193
	3	1,7414	-0,0383	0,0561	1,7975	1,7991
	4	1,7896	-0,0605	0,0579	1,8476	1,8515
500	С	3,1505	-0,1703	0,3890	3,5395	3,5559
	1	3,1933	-0,1234	0,2222	3,4156	3,4245
	2	3,2614	-0,1195	0,1739	3,4353	3,4436
	3	3,2771	-0,0873	0,1211	3,3981	3,4026
	4	3,4170	-0,1371	0,1181	3,5351	3,5457
750	С	4,6031	-0,2661	0,6056	5,2087	5,2359
	1	4,6741	-0,1928	0,3439	5,0180	5,0328
	2	4,7868	-0,1866	0,2676	5,0544	5,0682
	3	3,8127	-0,1362	0,1860	4,9987	5,0061
	4	5,0445	-0,2136	0,1782	5,2227	5,2401
1000	С	6,0558	-0,3619	0,8221	6,8780	6,9160
	1	6,1549	-0,2621	0,4656	6,6205	6,6412
	2	6,3122	-0,2537	0,3613	6,6735	6,6927
	3	6,3484	-0,1851	0,2509	6,5993	6,6097
	4	6,6719	-0,2902	0,2383	6,9102	6,9345

Анализ приведенных данных показывает, что внешняя нагрузка воспринимается слоями прядей неодинаково. В верхнем сечении каната проволоки внутреннего слоя прядей имеют деформации и напряжения более чем в 3 раза превышающие деформации и напряжения проволок наружного слоя.

Наиболее нагруженными являются центральные проволоки внутренних прядей.

В нижней части отвесов канатов внутренний слой прядей испытывает сжатие (отрицательные $\varepsilon_{\text{пр1}}$, P_{11} , P_1 , σ_{pik}), что свидетельствует о тенденции к расслоению каната.

На рис. 3.4 показано изменение характера распределения внутренних усилий между слоями прядей в канате $d = 50$ мм, в зависимости от величины момента трения в вертлюге.

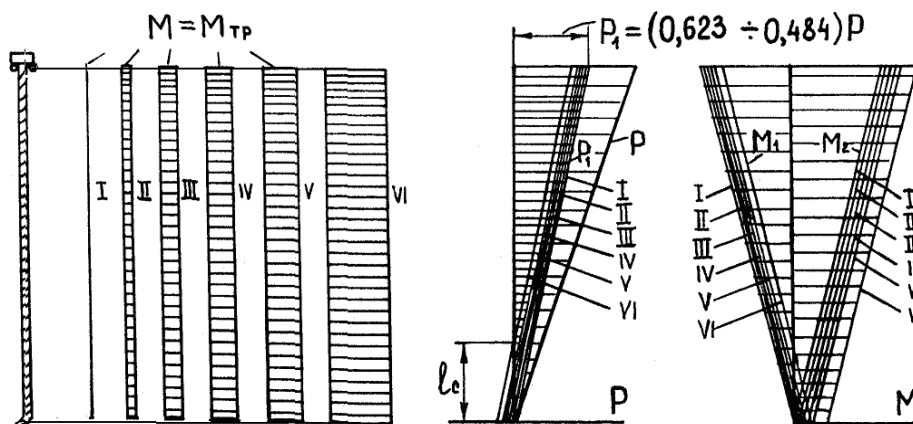


Рис 3.4 – Изменение характера распределения внутренних усилий между слоями прядей в канате ГОСТ 16827-81 $d = 50$ мм, $l = 1000$ м:

I, II, III, IV, V, VI – эпюры внутренних усилий при коэффициентах трения в подшипнике вертлюга $f = 0, f = 3 \cdot 10^{-3}, f = 6 \cdot 10^{-3}, f = 9 \cdot 10^{-3}, f = 12 \cdot 10^{-3}$ и $f = \frac{k}{d_{II}}$ (закл. вертлюг)

Установлено, что в верхнем сечении отвеса каната внутренний слой прядей растягивается усилием $P_1 = (0,623 \div 0,484) \rho g l$. Меньшее значение P_1 соответствует заклиненному вертлюгу, а большее – идеальному случаю $f = 0$. При заклиненном вертлюге сжимающее внутренний слой прядей усилие P_1 достигает максимального значения и длина сжатого участка внутреннего слоя составляет 250 м. При $f = 0$ $P_1(x = 0) = 0$. Таким образом, увеличение трения в подшипнике вертлюга отрицательно сказывается на возможности расслоения каната.

Моменты внутренних усилий в слоях прядей имеют противоположные направления и линейно возрастают по длине отвеса каната от нижнего сечения к верхнему. При изменении момента трения в подшипнике прямые M_1 и M_2 смещаются параллельно. Это объясняется тем, что внутренние касательные силы трения между слоями прядей имеют постоянную интенсивность, величина которой зависит только от конструкции каната, а не от внешних воздействий.

Величину интенсивности распределенной моментальной нагрузки между слоями прядей можно найти следующим образом:

$$m = \frac{dM_2}{dx} = -\frac{dM_1}{dx}.$$

При линейном законе изменения $M_1(x)$ и $M_2(x)$

$$m = \frac{M_2(l) - M_2(0)}{l} = -\frac{M_1(l) - M_1(0)}{l}.$$

Воспользовавшись данными табл. 3.6 для каната $d = 50$ мм имеем

$$M_2(l) = 268,54 \text{ Нм}, \quad M_2(0) = 13,586 \text{ Нм}, \quad l = 1000 \text{ м},$$

$$M_1(l) = -246,91 \text{ Нм}, \quad M_1(0) = 8,044 \text{ Нм}.$$

$$m = \frac{268,54 - 13,586}{1000} = -\frac{-246,91 - 8,044}{1000} = 0,255 \text{ Н}.$$

Если представить поверхность слоя каната (внешнюю для первого слоя или внутреннюю для второго слоя прядей) цилиндрической диаметра d_1 , то на ее поверхности возникли бы касательные напряжения, равные

$$\tau = \frac{2m}{\pi d_1^2} = \frac{2 \cdot 0,255}{3,14 \cdot 30,3^2 \cdot 10^{-6}} = 176 \text{ Па}.$$

При работе каната его слои имеют разную радиальную деформацию (см. значения ε_{ri} табл. 3.3, 3.6, 3.9), поэтому при неплотной начальной свивке каната и разном продольном натяжении прядей возможно нарушение контакта между слоями прядей, как это имеет место на практике (рис. 1.16, рис. 1.17).

3.3.2.2 Канаты ГОСТ 16828-81

Эти канаты отличаются от канатов ГОСТ 16827-81 конструкцией наружных прядей (рис. 1.3), но диаметры прядей первого и второго слоев одинаковы, поэтому параметры свивки прядей первого и второго слоев канатов ГОСТ 16828-81 идентичны соответствующим параметрам свивки каната ГОСТ 16827-81 (табл. 2.1 и табл. 2.3). Вследствие отмеченного и характер их напряженно-деформированного состояния практически одинаков.

В табл. 3.12 приведены значения деформаций и силовых факторов в прядях и слоях прядей каната диаметром 30 мм раскручивающейся конструкции (β_2+ , α_2- , β_1- , α_1+), в табл. 3.13 – значения напряжений в проволоках каната длиной 1000 м при нормальной работе ветрлюга.

Таблица 3.12 – Деформации и силовые факторы в двухслойном канате
ГОСТ 16828-81 $d = 30$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$, $\rho g = 33$ Н/м
(раскручивающаяся конструкция)

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\varepsilon \cdot 10^{-4}$	$\theta \cdot 10^{-2}$	u , м	v , рад.	$\tilde{\varepsilon}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$	$\varepsilon_{\text{при}} \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$
0	0	6,93	-0,3406	1,3241	-0,444	0	-0,6823 0,8229	-0,5280 0,2036	1,1059 1,0287
250	8250	6,93	2,0512	-2,7311	-0,423	-1,759	1,2082 -1,8109	2,3125 0,7747	-2,3447 -2,0809
500	16500	6,93	4,4430	-6,7862	-0,342	-13,66	3,0987 -4,4446	5,1530 1,3457	-5,7953 -5,1904
750	24750	6,93	6,8349	-10,841	-0,201	-35,69	4,9893 -7,0784	7,9936 1,9168	-9,2459 -8,2999
1000	33000	6,93	9,2267	-14,896	0	-67,86	6,8799 -9,7121	10,834 2,4879	-12,6966 -11,4095

Продолжение табл. 3.12

Ко- орд. x , м	$\varepsilon_{ri} \cdot 10^{-3}$	P_{ti} , Н	L_{ti} , Нм	P_{vi} , Н	L_{vi} , Нм	f_{ni} , Н/м	P_i , Н	M_i , Нм
0	0,4577 -0,2440	-190 96,5	0,0882 -0,0275	1,2999 -0,4708	-0,0027 0,0079	-3026 931	-1088 1088	2,4462 4,4838
250	-1,8667 -1,0527	723 364	-0,3202 -0,1521	-5,0889 -1,1663	0,0024 -0,0106	11504 3498	4140 4110	-9,1968 16,1268
500	-4,1912 -2,8908	1635 632	-0,7285 -0,2767	-11,4777 -1,8618	0,0074 -0,0291	26034 6064	9268 7132	-20,8398 27,7698
750	-6,5156 -1,7768	2548 900	-1,1369 -0,4013	-17,8665 -2,5572	0,0125 -0,0476	40565 8632	14596 10154	-32,4829 39,4129
1000	-8,8401 -2,2877	3461 1168	-1,5452 -0,5259	-24,2553 -3,2527	0,0175 -0,0661	55095 11198	19825 13175	-44,1259 51,0559

Для оценки влияния направления свивки проволок в первом слое прядей (α_1) на напряженное состояние каната в табл. 3.14 и табл. 3.15 приведены результаты аналогичных расчетов для каната $d = 30$ мм нераскручивающейся конструкции (β_2+ , α_2- , β_1- , α_1-).

Таблица 3.13 – Напряжения в проволоках внутренних (I) и наружных (II) прядей каната ГОСТ 16828-91 $d = 30$ мм (раскручивающаяся конструкция) при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Слой прядей	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	I	C	-1,0083	0,0604	-0,0931	-1,1014	1,1081
		1	-0,9418	0,0525	-0,0270	-0,9688	0,9745
		2	-0,8117	0,0503	-0,0188	-0,8306	0,8366
	II	3	-0,7861	0,0377	-0,0199	-0,8061	0,8096
		C	0,5110	0,0907	-0,1814	0,6925	0,7158
		1	0,5807	0,0746	-0,2183	0,7990	0,8128
250	I	C	4,6433	-0,1280	0,1649	4,8082	4,8150
		1	4,4449	-0,1096	0,0239	4,4473	4,4527
		2	4,0569	-0,1015	0,1129	4,1698	4,1748
	II	3	3,9805	-0,0756	0,0996	4,0801	4,0829
		C	1,4580	-0,1835	0,3993	1,8573	1,8933
		1	1,1849	-0,1452	0,5258	1,7106	1,7351
500	I	C	10,2949	-0,3164	0,4229	10,7179	10,7366
		1	9,8316	-0,2717	0,3640	9,8634	9,8783
		2	8,9254	-0,2533	0,2448	9,1702	9,1842
	II	3	8,7471	-0,1888	0,2193	8,9664	8,9743
		C	2,4051	-0,4578	0,9800	3,3851	3,5068
		1	1,7890	-0,3650	1,2698	3,0588	3,1448
750	I	C	15,9465	-0,5048	0,6810	16,6276	16,6582
		1	15,2182	-0,4339	0,6126	15,2795	15,3041
		2	13,7940	-0,4051	0,3767	14,1706	14,1938
	II	3	13,5137	-0,3021	0,3389	13,8553	13,8658
		C	3,3521	-0,7321	1,5608	4,9129	5,1264
		1	2,3931	-0,5849	2,0139	4,4070	4,5596
1000	I	C	21,5981	-0,6932	0,9391	22,5372	22,5798
		1	20,6049	-0,5960	0,0907	20,6956	20,7299
		2	18,6626	-0,5568	0,5085	19,1711	19,2034
	II	3	18,2803	-0,4154	0,4586	18,7388	18,7572
		C	4,2992	-1,0063	21415	6,4407	6,7478
		1	2,9972	-0,8047	2,7579	5,7552	5,9760

Таблица 3.14 – Деформации и силовые факторы в двухслойном канате
ГОСТ 16828-81 $d = 30$ мм при $l = 1000$ м, $d_{II} = 0,14$ м, $f = 0,003$, $\rho g = 33$ Н/м
(нераскручивающаяся конструкция)

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\varepsilon \cdot 10^{-4}$	$\theta \cdot 10^{-2}$	u , м	ν , рад.	$\tilde{\varepsilon}_{при} \cdot 10^{-2}$	$\varepsilon_{при} \cdot 10^{-4}$	$\tilde{\tau}_{при} \cdot 10^{-2}$
0	0	6,93	-0,2354	1,2763	-3,350	0	-0,6714 0,7853	-0,4246 0,2786	1,0616 0,9943
250	8250	6,93	1,6306	-1,5261	-0,332	-0,312	0,6036 -1,0527	1,7317 0,8620	-1,3331 -1,1481
500	16500	6,93	3,4966	-4,3284	-0,268	-7,630	1,8786 -2,8908	3,8880 1,4454	-3,7277 -3,2905
750	24750	6,93	5,3627	-7,1308	-0,157	-21,95	3,1536 -4,7288	6,0443 2,0289	-6,1223 -5,4329
1000	33000	6,93	7,2287	-9,9331	0	-43,28	4,4287 -6,5668	8,2006 2,6123	-8,5170 -7,5754

Продолжение табл. 3.14

Ко- орд. x , м	$\varepsilon_{ri} \cdot 10^{-3}$	P_{ii} , Н	L_{ii} , Нм	P_{ei} , Н	L_{ei} , Нм	f_{ni} , Н/м	P_i , Н	M_i , Нм
0	0,5692 -0,1783	-194 98	-0,0777 0,0479	-1,4017 0,2368	-0,0027 0,0083	-3228 925	-1106 1106	1,6269 5,3031
250	-2,4928 -0,6784	893 279	0,3732 0,0872	6,3166 1,3131	0,0048 -0,0182	14856 2621	5092 3158	-7,3848 14,3148
500	-5,5548 -1,1785	1980 460	0,8240 0,1265	14,0349 2,3894	0,0123 -0,0447	33940 4318	11291 5209	-16,3965 23,3265
750	-8,6168 -1,6786	3067 642	1,2748 0,1658	21,7532 3,4657	0,0198 -0,0712	51024 6014	17489 7261	-25,4082 32,3382
1000	-11,678 -2,1787	4154 823	1,7256 0,2050	29,4715 4,5419	0,0273 -0,0978	69108 7710	23687 9313	-34,4199 41,3499

Таблица 3.15 – Напряжения в проволоках внутренних (I) и наружных (II) прядей каната
ГОСТ 16828-81 $d = 30$ мм (нераскручивающаяся конструкция)
при $l = 1000$ м, $d_{II} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Слой прядей	Ряд про- волоков	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	I	C	-0,9881	0,0579	-0,0916	-1,0798	1,0859
		1	-1,0072	0,0516	-0,1089	-1,1160	1,1208
		2	-1,0444	0,0522	-0,1276	-1,1720	1,1767
		3	-1,0513	0,0396	-0,0987	-1,1505	1,1532
	II	C	0,5044	0,0876	0,1732	0,6775	0,6999
		1	0,3840	0,0698	0,0321	0,4161	0,4389

Продолжение табл. 3.15

250	I	C	3,7577	-0,0728	0,0824	3,8401	3,8428
		1	3,7240	-0,0665	0,0815	3,8055	3,8078
		2	3,6580	-0,0706	0,0869	3,7449	3,7476
	II	3	3,6451	-0,0540	0,0665	3,7115	3,7132
		C	1,9033	-0,1013	0,2321	2,1355	2,1450
		1	1,9104	-0,0862	0,1210	2,0315	2,0388
500	I	C	8,5035	-0,2035	0,2564	8,7599	8,7694
		1	8,4551	-0,1847	0,2719	8,7270	8,7348
		2	8,3605	-0,1933	0,3014	8,6619	8,6706
	II	3	8,3419	-0,1477	0,2317	8,5736	8,5786
		C	3,3023	-0,2902	0,6374	3,9397	3,9822
		1	3,4368	-0,2423	0,2742	3,7110	3,7426
750	I	C	13,2493	-0,3343	0,4305	13,6797	13,6961
		1	13,1862	-0,3029	0,4623	13,6485	13,6620
		2	13,0629	-0,3160	0,5159	13,5789	13,5937
	II	3	13,0387	-0,2413	0,3969	13,4356	13,4443
		C	4,7013	-0,4792	1,0427	5,7440	5,8234
		1	4,9633	-0,3984	0,4273	5,3906	5,4492
1000	I	C	17,9951	-0,4650	0,6045	18,5996	18,6228
		1	17,9174	-0,4211	0,6527	18,5701	18,5891
		2	17,7655	-0,4388	0,7305	18,4960	18,5168
	II	3	17,7356	-0,3349	0,5621	18,2976	18,3099
		C	6,1002	-0,6681	1,4480	7,5482	7,6655
		1	6,4897	-0,5545	0,5805	7,0702	7,1566

Сравнение полученных данных позволяет сделать вывод, что целесообразнее изготавливать канаты нераскручивающейся конструкции, однако общая неравномерность восприятия слоями прядей внешней нагрузки собственного веса сохраняется. В верхнем сечении ($x=l$) внутренний слой прядей перегружен, а наружный – недогружен, в нижнем сечении ($x=0$) внутренний слой прядей испытывает сжатие, что свидетельствует о тенденции к расслоению каната и выпучиванию наружу внутреннего слоя прядей. В верхнем сечении каната наиболее нагруженными являются центральные проволоки прядей первого слоя, причем только направление свивки проволок в пряди первого слоя (α_1) в раскручивающейся конструкции увеличивает напряжения в центральных проволоках этих прядей на 24,6 % по сравнению со значениями напряжений в центральных проволоках прядей первого слоя нераскручивающейся конструкции (с $18,12 \cdot 10^7$ до $22,58 \cdot 10^7$ Па). Максимальные

напряжения в центральных проволоках первого слоя прядей каната раскручивающейся конструкции больше напряжений в центральных проволоках прядей второго слоя в 3,34 раза, а для каната нераскручивающейся конструкции – в 2,43 раза.

В табл. 3.16, 3.17 приведены значения деформаций, силовых факторов и напряжений в проволоках каната $d = 40$ мм нераскручивающейся конструкции длиной 1000 м при нормальной работе вертлюжного прицепного устройства.

Таблица 3.16 – Деформации и силовые факторы в двухслойном канате
ГОСТ 16828-81 $d = 40$ мм при $l = 1000$ м, $d_{II} = 0,14$ м, $f = 0,003$
(нераскручивающаяся конструкция)

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\varepsilon \cdot 10^{-4}$	$\theta \cdot 10^{-2}$	u , м	ν , рад.	$\tilde{\varepsilon}_{при} \cdot 10^{-2}$	$\varepsilon_{при} \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_{при} \cdot 10^{-2}$
0	0	13,461	-0,1606	0,6990	-0,349	0	-0,3718 0,4249	-0,3088 0,2134	0,5792 0,5448
250	16025	13,461	1,6658	-1,2135	-0,330	-0,643	0,4977 -0,8331	1,7925 0,8581	-1,0531 -0,9143
500	32050	13,461	3,4923	-3,1259	-0,266	-6,067	1,3672 -2,0956	3,8938 1,5029	-2,6854 -2,3737
750	48075	13,461	5,3188	-5,0384	-0,156	-16,272	2,2366 -3,3581	5,9951 2,1476	-4,3177 -3,8327
1000	64100	13,461	7,1453	-6,9508	0	-31,259	3,1061 -4,6206	8,0964 2,7923	-5,9499 -5,2919

Продолжение табл. 3.16

Ко- орд. x , м	$\varepsilon_{ri} \cdot 10^{-3}$	P_{ti} , Н	L_{ti} , Нм	P_{si} , Н	L_{si} , Нм	f_{ni} , Н/м	P_i , Н	M_i , Нм
0	0,328 -0,187	-272 138	0,1771 -0,0539	1,8773 -0,6799	-0,0056 0,0148	-3126 998	-1555 1555	4,9362 8,5248
250	-1,9058 -0,7515	1467 676	-0,9112 -0,3851	-10,4385 -2,1757	0,0075 -0,0288	16866 4869	8397 7628	-26,3362 39,7972
500	-4,1399 -1,3162	3206 1214	-1,9995 -0,7164	-22,7522 -3,6715	0,0207 -0,0725	36860 8740	17349 13701	-57,6100 71,0700
750	-6,3739 -1,8808	4944 1753	-3,0878 -1,0477	-35,0702 -5,1673	0,0338 -0,0116	56852 12611	28302 19773	-88,8810 102,3421
1000	-8,6080 -2,4454	6683 2291	-4,1761 -1,3789	-47,3860 -6,6631	0,0469 -0,1599	76846 16482	38254 25846	-120,1534 133,6245

В табл. 3.18 и 3.19 приведены аналогичные данные для каната $d = 50$ мм.

Сравнение этих таблиц позволяет сделать заключение, что для канатов идентичных конструкций напряжения в проволоках от собственного веса практически одинаковые.

Таблица 3.17 – Напряжения в проволоках внутренних (I) и наружных (II) прядей каната ГОСТ 16828-81 $d = 40$ мм (нераскручивающаяся конструкция) при $l = 1000$ м, $d_{II} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Слой прядей	Ряд про- волоков	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	I	C	-0,7221	0,0438	-0,0703	-0,7923	0,7972
		1	-0,7374	0,0399	-0,0854	-0,8228	0,8266
		2	-0,7679	0,0393	-0,0979	-0,8658	0,8693
	II	3	-0,7735	0,0302	-0,0766	-0,8501	0,8522
		C	-0,3882	0,0641	-0,1262	0,5144	0,5301
		1	0,2988	0,0524	-0,0239	0,3228	0,3393
250	I	C	3,8982	-0,0796	0,0941	3,9923	3,9955
		1	3,8671	-0,0743	0,0976	3,9647	3,9675
		2	3,8052	-0,0766	0,1032	3,9084	3,9114
	II	3	3,7938	-0,0593	0,0799	3,8737	3,8755
		C	1,9027	-0,1075	0,2449	2,1476	2,1584
		1	1,9183	-0,0937	0,1275	2,0459	2,0544
500	I	C	8,5185	-0,2030	0,2584	8,7769	8,7863
		1	8,4717	-0,1885	0,2806	8,7523	8,7604
		2	8,3783	-0,1926	0,3042	8,6826	8,6911
	II	3	8,3611	-0,1488	0,2364	8,5975	8,6026
		C	3,4172	-0,2791	0,6161	4,0333	4,0717
		1	3,5379	-0,2398	0,2790	3,8169	3,8469
750	I	C	13,1388	-0,3264	0,4227	13,5616	13,5773
		1	13,0762	-0,3027	0,4636	13,5398	13,5533
		2	12,9514	-0,3085	0,3402	13,4567	13,4709
	II	3	12,9384	-0,2382	0,3929	13,3213	13,3298
		C	4,9317	-0,4507	0,9873	5,9190	5,9872
		1	5,1574	-0,3859	0,4305	5,5879	5,6410
1000	I	C	17,7592	-0,4498	0,5871	18,3462	18,3683
		1	17,6807	-0,4169	0,5171	18,3273	18,3463
		2	17,5245	-0,4245	0,7064	18,2309	18,2506
	II	3	17,4880	-0,3679	0,7754	18,2237	18,2472
		C	6,4462	-0,6223	1,3584	7,8046	7,9033
		1	6,7770	-0,5319	0,5820	7,3590	7,4355

Таблица 3.18 – Деформации и силовые факторы в двухслойном канате
ГОСТ 16828-81 $d = 50$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$, $\rho_g = 98,8$ Н/м

Ко- орд. $x, \text{ м}$	$P, \text{ Н}$	$M, \text{ Нм}$	$\varepsilon \cdot 10^{-4}$	$\theta \cdot 10^{-2}$	$u, \text{ м}$	$v, \text{ рад.}$	$\tilde{\varepsilon}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$	$\varepsilon_{\text{при}} \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_{\text{при}} \cdot 10^{-2}$
0	0	20,748	-0,1444	1,4799	-0,376	0	-0,2543 0,2951	-0,2654 0,1773	0,3978 0,3739
250	24700	20,748	1,8057	-1,2395	-0,355	-0,949	0,5296 -0,8347	1,9832 0,8111	-1,0678 -0,9398
500	49400	20,748	3,7559	-2,9588	-0,285	-6,197	1,3135 -1,9645	4,2318 1,4450	-2,5351 -2,2534
750	74100	20,748	5,7061	-4,6781	-0,167	-15,744	2,0974 -3,0944	6,4805 2,0788	-4,0016 -3,5671
1000	98800	20,748	7,6563	-6,3975	0	-29,588	2,8813 -4,2242	8,7291 2,7127	-5,4681 -4,8808

Продолжение табл. 3.18

Ко- орд. $x, \text{ м}$	$\varepsilon_{ri} \cdot 10^{-3}$	$P_{ti}, \text{ Н}$	$L_{ti}, \text{ Нм}$	$P_{ei}, \text{ Н}$	$L_{ei}, \text{ Нм}$	$f_{ni}, \text{ Н/м}$	$P_i, \text{ Н}$	$M_i, \text{ Нм}$
0	0,2816 -0,1553	-340 173	0,2626 -0,0822	2,3223 -0,8383	-0,0084 0,0232	-3266 999	-1945 1945	7,399 13,349
250	-2,1044 -0,7104	2382 981	-1,7604 -0,7015	-16,7496 -2,9614	0,0175 -0,0656	22874 5647	13633 11067	-51,2869 72,0395
500	-4,4905 -1,2654	5104 1789	-3,7834 -1,3208	-35,8214 -5,0846	0,0433 -0,1545	49014 10296	29212 20188	-109,972 130,720
750	-6,8766 -1,8205	7826 2598	-5,8064 -1,9401	-54,8933 -7,2078	0,0692 -0,2433	75155 14946	44790 29310	-168,658 189,406
1000	-9,2627 -2,3756	10548 3406	-7,8293 -2,5594	-73,9615 -9,3309	0,0951 -0,3321	101295 19596	60369 38431	-227,343 248,092

Таблица 3.19 – Напряжения в проволоках внутренних (I) и наружных (II) прядей каната
ГОСТ 16828-81 $d = 50$ мм (нераскручивающаяся конструкция) при $l = 1000$ м,
 $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. $x, \text{ м}$	Слой прядей	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\tau \cdot 10^7, \text{ Па}$	$\sigma_u \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\sigma_n \cdot 10^7 \text{ Па}$	$\sigma_s \cdot 10^7 \text{ Па}$
0	I	C	-0,6174	0,0368	-0,0588	-0,6761	0,6801
		1	-0,6300	0,0338	-0,0722	-0,7023	0,7055
		2	-0,6532	0,0331	-0,0815	-0,7374	0,7377
	II	3	-0,6588	0,0237	-0,0596	-0,7185	0,7201
		C	0,3219	0,0534	0,1053	0,4273	0,4404
		1	0,2473	0,0443	0,0206	0,2679	0,2823

Продолжение табл. 3.19

250	I	C	4,3259	-0,0987	0,1223	4,4483	4,4527
		1	4,2964	-0,0928	0,1322	4,4286	4,4325
		2	4,2422	-0,0943	0,1404	4,3827	4,3867
	II	3	4,2292	-0,0680	0,1019	4,3311	4,3332
		C	1,8301	-0,1342	0,2980	2,1281	2,1449
		1	1,8793	-0,1173	0,1419	2,0213	2,0348
500	I	C	9,2692	-0,2342	0,3034	9,5727	9,5841
		1	9,2228	-0,2194	0,3367	9,5595	9,5695
		2	9,1377	-0,2216	0,3624	9,5000	9,5104
	II	3	9,1172	-0,1597	0,2634	9,3806	9,3961
		C	3,3382	-0,3218	0,7013	4,0396	4,0905
		1	3,5113	-0,2788	0,3045	3,8158	3,8563
1000	I	C	19,1559	-0,5053	0,6656	19,8214	19,8472
		1	19,0755	-0,4726	0,7457	19,8221	19,8437
		2	18,9286	-0,4763	0,8062	19,7349	19,7578
	II	3	18,8933	-0,3430	0,5865	19,4798	19,4919
		C	6,3546	-0,6969	1,5080	7,8626	7,9852
		1	6,7753	-0,6019	0,6296	7,4049	7,5022

В табл. 3.20 приведены значения максимальных эквивалентных напряжений в центральных проволоках прядей первого и второго слоев прядей канатов ГОСТ 16827-81 и ГОСТ 16828-81 в верхнем сечении канатов в зависимости от длины отвеса каната. Из этих данных следует, что характер распределения усилий между слоями прядей не изменяется с длиной отвеса каната, а величины максимальных напряжений в проволоках пропорциональны длине отвеса каната.

Таблица 3.20 – Значения $\sigma_{\text{э, max}} \cdot 10^7$ Па в центральных проволоках прядей 1 слоя в зависимости от длины отвеса каната при нормальном трении в подшипнике вертлюга ($f = 0,003$)

$l, \text{ м}$	500	750	1000	1500	2000
ГОСТ, d					
16827-81 $d = 40$ мм	10,3084 (3,6253)*	15,4626 (5,4380)*	20,6167 (7,2507)*	30,9251 (10,8760)*	41,2335 (14,5014)*
16827-81 $d = 50$ мм	9,8256 (3,6057)	14,7384 (5,4086)	19,6513 (7,2115)	29,4769 (10,8172)	39,3025 (14,4229)
16827-81 $d = 60$ мм	9,7867 (3,4580)	14,6801 (5,1869)	19,5735 (6,9160)	29,3602 (10,3739)	39,1470 (13,8319)

16828-81 $d = 30$ мм (раскр.)	11,2899 (3,3739)	16,9349 (5,0608)	22,5798 (6,7478)	33,8698 (10,1217)	45,1597 (13,4956)
16828-81 $d = 30$ мм (нераскр.)	9,3114 (3,8328)	13,9671 (5,7492)	18,6228 (7,6656)	27,9342 (11,4984)	37,2456 (15,3312)
16828-81 $d = 40$ мм (нераскр.)	9,1841 (3,9516)	13,7762 (5,9274)	18,3683 (7,9032)	27,5552 (11,8550)	36,7365 (15,8065)
16828-81 $d = 50$ мм (нераскр.)	9,9236 (3,9926)	14,8854 (5,9989)	19,8472 (7,9852)	29,7708 (11,9778)	39,6943 (15,9704)

* – в скобках указаны $\sigma_{\text{э max}} \cdot 10^7$ в центральных проволоках прядей 2 слоя

3.3.2.3 Канаты ГОСТ 3088-80

В табл. 3.21–3.26 приведены значения напряжений в проволоках внутренних и наружных прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 41$ мм, $d = 52$ мм, $d = 59,5$ мм для отвесов длиной 1000 м в 5-ти сечениях каната ($x = 0$, $x = 250$ м, $x = 500$ м, $x = 750$ м, $x = 1000$ м) при нормальной работе вертлюга ($f = 0,003$, $d_{\text{п}} = 0,14$ м).

Таблица 3.21 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 41$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	-0,7521	0,0509	-0,0818	-0,8339	0,8401
	1	-0,7719	0,0465	-0,0994	-0,8713	0,8763
	2	-0,8114	0,0458	-0,1140	-0,9254	0,9299
	3	-0,8187	0,0351	-0,0892	-0,9078	0,9106
250	С	4,1232	-0,0913	0,1104	4,2336	4,2375
	1	4,0954	-0,0851	0,1163	4,2117	4,2152
	2	4,0402	-0,0875	0,1239	4,1642	4,1679
	3	4,0300	-0,0677	0,1961	4,1261	4,1284
500	С	8,9984	-0,2336	0,3027	9,3010	9,3113
	1	8,9628	-0,2166	0,3320	9,2948	9,3049
	2	8,8918	-0,2208	0,3619	9,2537	9,2642
	3	8,8787	-0,1705	0,2814	9,1601	9,1665
750	С	13,8736	-0,3759	0,4949	14,3685	14,3882
	1	13,8301	-0,3482	0,5477	14,3778	14,3947
	2	13,7434	-0,3540	0,5999	14,3433	14,3608
	3	13,7274	-0,2733	0,4667	14,1941	14,2046

Продолжение табл. 3.21

1000	С	18,7489	-0,5181	0,6871	19,4360	19,4636
	1	18,6974	-0,4797	0,7634	19,4609	19,4845
	2	18,5950	-0,4873	0,8378	19,4329	19,4573
	3	18,5761	-0,3760	0,6520	19,2281	19,2428

Таблица 3.22 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната ГОСТ 3088-80
 $d = 41$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волок	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0,5056	0,0485	0,0928	0,5985	0,6063
	1	0,4589	0,0434	0,0425	0,5014	0,5089
	2	0,3659	0,0411	0,0063	0,3722	0,3812
	3	0,3487	0,0313	0,0006	0,3493	0,3549
250	С	1,9171	-0,0809	0,1764	2,0935	2,0997
	1	1,9320	-0,0742	0,1198	2,0518	2,0572
	2	1,9618	-0,0740	0,0789	2,0407	2,0461
	3	1,9673	-0,0569	0,0557	2,0229	2,0261
500	С	3,3284	-0,2101	0,4457	3,7742	3,7975
	1	3,4051	-0,1917	0,2822	3,6873	3,7072
	2	3,5577	-0,1891	0,1642	3,7219	3,7411
	3	3,5858	-0,1451	0,1120	3,6979	3,7092
750	С	4,7399	-0,3395	0,7149	5,4549	5,4970
	1	4,8781	-0,3093	0,4446	5,3227	5,3585
	2	5,1526	-0,3042	0,2495	5,4031	5,4372
	3	5,2044	-0,2333	0,1683	5,3728	5,3930
1000	С	6,1513	-0,4688	0,9843	7,1356	7Ю,1969
	1	6,3512	-0,4269	0,6069	6,9582	7,0103
	2	6,7494	-0,4193	0,3348	7,0843	7,1337
	3	6,8230	-0,3215	0,2247	7,0476	7,0770

Таблица 3.23 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната ГОСТ 3088-80
 $d = 52$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волок	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	-0,5966	0,0410	-0,0658	-0,6625	0,6675
	1	-0,6130	0,0378	-0,0813	-0,6943	0,6984
	2	-0,6436	0,0368	-0,0917	-0,7353	0,7390
	3	-0,6505	0,0268	-0,0682	-0,7187	0,7207
250	С	4,2649	-0,1029	0,1287	4,3936	4,3984
	1	4,2406	-0,0968	0,1404	4,3809	4,3852
	2	4,1952	-0,0980	0,1493	4,3445	4,3489
	3	4,1850	-0,0718	0,1101	4,2951	4,2975
500	С	9,1264	-0,2468	0,3233	9,4497	9,4626
	1	9,0942	-0,2314	0,3620	9,4562	9,4675
	2	9,0341	-0,2329	0,3903	9,4243	9,4358
	3	9,0204	-0,1706	0,2885	9,3089	9,3152

Продолжение табл. 3.23

750	С	13,9879	-0,3908	0,5179	14,5058	14,5268
	1	13,9478	-0,3661	0,5836	14,5341	14,5498
	2	13,8729	-0,3677	0,6312	14,5041	14,5228
	3	13,8559	-0,2692	0,4668	14,3228	14,3329
1000	С	18,8494	-0,5347	0,7124	19,5619	19,5911
	1	18,8014	-0,5008	0,8052	19,6066	19,6322
	2	18,7117	-0,5026	0,8723	19,5840	19,6097
	3	18,6991	-0,3679	0,6452	19,3366	19,3551

Характер распределения усилий и напряжений в проволоках установленный ранее для канатов ГОСТ 16827-81 и ГОСТ 16828-81 наблюдается и для канатов ГОСТ 3088-80. В нижнем сечении ($x = 0$) пряди внутреннего слоя испытывают сжатие, а в верхнем сечении ($x = 1000$ м) эти пряди воспринимают основную нагрузку и их максимальные эквиваленты напряжения в 2,7 раза больше чем в проволоках наружных прядей. Полученные результаты соответствуют опыту эксплуатации канатов ГОСТ 3088-80 и вполне объясняют имеющие место расслоения канатов, представленные на фотографии (рис. 1.16).

Таблица 3.24 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волок	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0,4003	0,0391	0,0744	0,4748	0,4812
	1	0,3618	0,0354	0,0367	0,3955	0,4018
	2	0,2899	0,0332	0,0051	0,2949	0,3023
	3	0,2736	0,0239	-0,0001	0,2735	0,2776
250	С	1,8119	-0,0920	0,1969	2,0088	2,0172
	1	1,8387	-0,0852	0,1296	1,9671	1,9744
	2	1,8852	-0,0836	0,0807	1,9659	1,9731
	3	1,8960	-0,0609	0,0521	1,9482	1,9520
500	С	3,2234	-0,3323	0,4684	3,6917	3,7186
	1	3,3130	-0,2058	0,2929	3,6059	3,6294
	2	3,4805	-0,2004	0,1656	3,6471	3,6691
	3	3,5184	-0,1457	0,1041	3,6226	3,4267
750	С	4,6349	-0,3543	0,7398	5,3747	5,4212
	1	4,7886	-0,3264	0,4562	5,2448	5,2853
	2	5,0759	-0,3173	0,2523	5,3282	5,3659
	3	5,1408	-0,2306	0,1561	5,2970	5,3170

Продолжение табл. 3.24

1000	С	6,0464	-0,4855	1,0112	7,0576	7,1241
	1	6,2642	-0,4469	0,6195	6,8837	6,9415
	2	6,6712	-0,4341	0,3382	7,0094	7,0629
	3	6,7632	-0,3254	0,2082	6,9714	6,9999

Таблица 3.25 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната ГОСТ 3088-80
 $d = 59,5$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\Pi} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	-0,5183	0,0350	-0,0562	-0,5745	0,5788
	1	-0,5321	0,0325	-0,0696	-0,6017	0,6052
	2	-0,5593	0,0314	-0,0784	-0,6377	0,6408
	3	-0,5645	0,0238	-0,0606	-0,6251	0,6270
250	С	4,3412	-0,1064	0,1349	4,4762	4,4812
	1	4,3195	-0,1006	0,1489	4,4684	4,4729
	2	4,2768	-0,1010	0,1583	4,4351	4,4397
	3	4,2686	-0,0771	0,1216	4,3902	4,3929
500	С	9,2007	-0,2477	0,3262	9,5268	9,5397
	1	9,1711	-0,2336	0,3674	9,5385	9,5499
	2	9,1129	-0,2333	0,3949	9,5079	9,5193
	3	9,1017	-0,1781	0,3039	9,4056	9,4123
750	С	14,0602	-0,3891	0,5173	14,5775	14,5983
	1	14,0228	-0,3666	0,5859	14,6087	14,6271
	2	13,9490	-0,3657	0,4161	14,5806	14,5990
	3	13,9349	-0,2790	0,4861	14,4210	14,4318
1000	С	18,9197	-0,5305	0,7085	19,6282	19,6569
	1	18,7439	-0,4996	0,8044	19,6788	19,7042
	2	18,7851	-0,4981	0,8683	19,6534	19,6786
	3	18,7680	-0,3799	0,6684	19,4364	19,4512

Таблица 3.26 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната ГОСТ 3088-80
 $d = 59,5$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\Pi} = 0,14$ м, $f = 0,003$

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0,3480	0,0334	0,0637	0,4117	0,4170
	1	0,3155	0,0304	0,0295	0,3450	0,3503
	2	0,2514	0,0283	0,0042	0,2556	0,2618
	3	0,2391	0,0213	0,0002	0,2393	0,2431
250	С	1,7582	-0,0953	0,2043	1,9617	1,9709
	1	1,7889	-0,0887	0,1337	1,9216	1,9298
	2	1,8463	-0,0863	0,0798	1,9261	1,9338
	3	1,8575	-0,0655	0,0542	1,9117	1,9162

Продолжение табл. 3.26

500	С	3,1684	-0,2240	0,4705	3,6389	3,6664
	1	3,2603	-0,2078	0,2969	3,5572	3,5814
	2	3,4411	-0,2008	0,1637	3,6048	3,6271
	3	3,4758	-0,1522	0,1086	3,5844	3,5973
750	С	4,5786	-0,3527	0,7376	5,3162	5,3628
	1	4,7326	-0,3238	0,4601	5,1928	5,2337
	2	5,0360	-0,3153	0,2477	5,2836	5,3211
	3	5,0941	-0,2389	0,1630	5,2571	5,2788
1000	С	5,9888	-0,4814	1,0047	6,9935	7,0595
	1	6,2050	-0,4459	0,6233	6,8283	6,8863
	2	6,6308	-0,4298	0,3316	6,9624	7,0153
	3	6,7125	-0,3257	0,2174	6,9299	6,9604

3.3.2.4 Двухслойные канаты производства Польши VN-69/1727-04

В табл. 3.27 приведены численные значения силовых факторов в двухслойном канате GIG $d = 55$ мм, основной конструкции, длина отвеса каната 1000 м, момент трения в подшипнике вертлюга определяет крутящий момент во всех сечениях каната $M = 22,89$ Нм, который складывается из моментов M_1 и M_2 в слоях каната. Это относится и к продольным усилиям P_1 и P_2 , сумма которых равна весу нижележащей части каната P . Получено, что в нижнем сечении отвеса каната ($x = 0$) продольное усилие P_1 отрицательно, то есть внутренний слой каната испытывает сжатие усилием $P_{t1} = -369$ Н, а поскольку канат на сжатие не работает, то это свидетельствует об изгибе прядей и всего внутреннего слоя каната в нижнем сечении отвеса каната и его расслоении.

Таблица 3.27 – Силовые факторы, деформации и напряжения в двухслойном канате GIG (6x16+12x16+A) $d = 55$ мм

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\frac{P_{t1}}{P_{t2}}$, Н	$\frac{L_{t1}}{L_{t2}}$, Нм	$\frac{P_{e1}}{P_{e2}}$, Н	$\frac{L_{e1}}{L_{e2}}$, Нм	$\frac{P_1}{P_2}$, Н	$\frac{M_1}{M_2}$, Нм	$\frac{f_{n1}}{f_{n2}}$, Н
0	0	22,89	-369,163 182,944	0,3135 -0,1282	2,644 -0,601	$-1,136 \cdot 10^{-2}$ $1,093 \cdot 10^{-2}$	-2100 2100	9,72 13,18	-3407,1 676,3
500	54500	22,89	5088,49 2226,13	-4,1751 -1,8799	-37,99 -6,12	$4,983 \cdot 10^{-2}$ $-6,213 \cdot 10^{-2}$	28946 25554	-132,8 155,7	46920,0 8214,0
1000	109000	22,89	10546,1 4269,3	-8,6636 -3,6316	-78,62 -11,64	$11,11 \cdot 10^{-2}$ $-13,52 \cdot 10^{-2}$	59991 49009	-275,2 298,1	97247,1 15753,3

Продолжение табл. 3.27

Коорд. x , м	$\tilde{\epsilon}_{\text{при}} \cdot 10^{-3}$	$\epsilon_{\text{при}} \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_{\text{при}} \cdot 10^{-3}$	$\epsilon_{0\text{пр}} \cdot 10^{-4}$
0	-2,4615	-0,2557	3,5475	-0,2557
	2,3672	0,1703	3,6801	0,1408
500	10,7969	3,7590	-19,6023	3,7590
	-13,4610	1,5589	-19,2556	1,7132
1000	24,0552	7,7737	-42,7522	7,7737
	-29,2891	2,9476	-42,1912	3,2856

Окончание табл. 3.27

Ко- орд. x , м	Слой	Ряд	$\tilde{\epsilon} \cdot 10^{-3}$	$\epsilon_s \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t} \cdot 10^{-3}$	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^6$ Па	$\sigma_{\text{из}} \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_{\text{эк}} \cdot 10^7$ Па
0	I	1	-3,0562	-0,2597	3,3823	-0,5454	0,3267	-0,738	-0,619	0,623
		2	-3,3295	-0,2760	3,2591	-0,5796	0,3148	-0,804	-0,660	0,663
	II	1	0,4748	0,1220	3,3625	0,2562	0,3248	0,012	0,268	0,275
		2	0,2315	0,0099	3,2645	0,2074	0,3153	0,006	0,213	0,222
500	I	1	10,9251	3,7603	-19,6019	7,8966	-1,8935	0,264	8,161	8,169
		2	10,9517	3,7623	-19,6017	7,9009	-1,8935	0,265	8,165	8,174
	II	1	-13,3333	1,7145	-19,2555	3,6004	-1,8600	0,322	3,922	3,940
		2	-13,3307	1,7164	-19,2549	3,6046	-1,8600	0,321	3,926	3,944
1000	I	1	24,0602	7,7738	-42,7522	16,3250	-4,1300	0,581	16,906	16,926
		2	24,0612	7,7739	-42,7523	16,3251	-4,1300	0,581	16,906	16,926
	II	1	-29,2842	3,2857	-42,1912	6,8999	-4,0757	0,7072	7,607	7,6507
		2	-29,2832	3,2858	-42,1912	6,9001	-4,0757	0,7072	7,6073	7,6509

В верхнем сечении каната ($x=1000$ м) пряди внутреннего слоя испытывают натяжение в 2,47 раза больше, чем пряди наружного слоя ($P_{t1}=10546$ Н, $P_{t2}=4269$ Н).

Напряжение в проволоках внешних и внутренних прядей также отличаются в 2,21 раза ($16,92 \cdot 10^7$ Па в проволоках внутренних прядей и $7,65 \cdot 10^7$ Па – во внешних). Проволоки прядей испытывают в основном растяжение. Касательные и нормальные напряжения от деформаций кручения и изгиба проволок на порядок меньше напряжений от растяжения.

На рис. 3.5 показано распределение продольных усилий и крутящих моментов между слоями прядей в этом канате при нормальной работе вертлюга. В нижней части отвеса обозначена l_c – длина участка каната, на

которой внутренний слой испытывает сжатие (P_1 – отрицательное). В рассматриваемом конкретном случае $l_c = 33$ м.

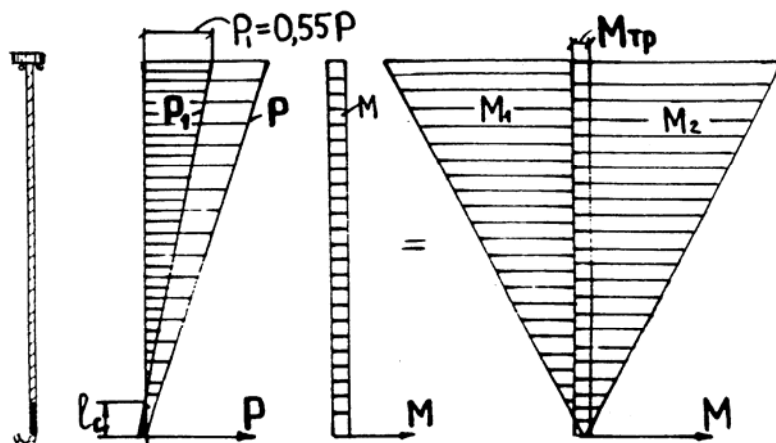


Рис. 3.5 – Распределение продольных усилий и крутящих моментов между слоями прядей в двухслойном польском канате

В табл. 3.28 приведены значения силовых факторов в двухслойном канате модифицированной конструкции. Мы не приводим численных значений деформации прядей и проволок каната, они незначительно отличаются от аналогичных значений для каната основной конструкции. По данным табл. 3.28 можно сделать вывод, что после внесенных изменений шагов свивки конструкция каната не улучшилась. Наоборот, внутренние пряди в верхнем сечении отвеса каната еще более нагрузились по отношению прядей наружного слоя ($P_{t1} = 11355$ Н, $P_{t2} = 3818$ Н, $\frac{P_{t1}}{P_{t2}} = 2,97$ раза), а тенденция к выпучиванию внутреннего слоя прядей в нижней части отвеса ($x = 0$) сохранилась (P_1 – отрицательное), что и имело место на практике [6].

Таблица 3.28 – Силовые факторы в двухслойном канате GIG $d = 55$ мм модифицированной конструкции

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\frac{P_{t1}}{P_{t2}}$, Н	$\frac{L_{t1}}{L_{t2}}$, Нм	$\frac{P_{e1}}{P_{e2}}$, Н	$\frac{L_{e1}}{L_{e2}}$, Нм	$\frac{P_1}{P_2}$, Н	$\frac{M_1}{M_2}$, Нм	$\frac{f_{n1}}{f_{n2}}$, Н
0	0	22,89	-363,558 183,936	0,310 -0,130	1,953 -0,692	$-0,988 \cdot 10^{-2}$ $1,132 \cdot 10^{-2}$	-2096 2096	8,57 14,32	-2527 782

Продолжение табл. 3.28

500	54500	22,89	5496,09 2999,92	-4,521 -1,711	-30,707 -6,2151	$5,382 \cdot 10^{-2}$ $-7,562 \cdot 10^{-2}$	31692 22808	-128,4 151,3	38168 8491
1000	109000	22,89	11355,7 3817,9	-9,351 -3,292	-63,366 -11,738	$11,753 \cdot 10^{-2}$ $-16,257 \cdot 10^{-2}$	65480 43521	-265,5 288,3	78863 16200

3.3.3 Трехслойные канаты

В табл. 3.29 и на рис. 3.6 представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния трехслойного каната $d = 49$ мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$. Деформации кручения такого каната незначительные по величине – вертлюг сделает 4,7 оборота при изменении его длины при подъеме сосуда до $l = 1000$ м. Момент трения в подшипнике вертлюга, как реакция внешней опоры, определяет крутящий момент в сечениях каната, равный сумме моментов внутренних усилий в слоях $M = M_1 + M_2 + M_3$. Два первых слоя имеют углы свивки $\beta_1(-)$, $\beta_2(-)$ противоположные по направлению свивке наружного слоя $\beta_3(+)$. Для верхнего сечения ($x = l = 1000$ м) $M_1 = -59,8$ Нм, $M_2 = -248,4$ Нм, $M_3 = -330,2$ Нм, $M = M_{\text{тр}} = 22,0$ Нм.

Таблица 3.29 – Силовые факторы, деформации и напряжения в трехслойном польском канате конструкции 33x7+A₀ (BN 77/5021) $d = 49$ мм

Ко- орд. x , м	P , Н	M , Нм	$\frac{P_{t1}}{P_{t2}}$,	$\frac{L_{t1}}{L_{t2}}$, Нм	$\frac{P_{e1}}{P_{e2}}$,	$\frac{L_{e1}}{L_{e2}}$, Нм	$\frac{P_1}{P_2}$,	$\frac{M_1}{M_2}$,	$\frac{f_{n1}}{f_{n2}}$,
			$\frac{P_{t3}}$, Н	$\frac{L_{t3}}$	$\frac{P_{e3}}$, Н	$\frac{L_{e3}}$	Н	Нм	Н
0	0	22,05	-71,7	$3,73 \cdot 10^{-2}$	0,334	$-3,584 \cdot 10^{-3}$	-412,2	1,2	-923
			-111,6	$-4,46 \cdot 10^{-2}$	-0,591	$-4,515 \cdot 10^{-3}$	-1130,6	6,29	-1205
			104,9	$5,11 \cdot 10^{-2}$	0,302	$4,846 \cdot 10^{-3}$	1542,7	14,73	787
500	52500	22,05	2135	-0,972	-12,49	$5,244 \cdot 10^{-3}$	12277	-29,4	27386
			2169	0,938	10,29	$1,156 \cdot 10^{-3}$	21960	-121,0	13385
			1242	0,533	4,47	$-2,567 \cdot 10^{-3}$	18263	172,5	9300
1000	105000	22,05	4342	-1,982	-25,31	$14,07 \cdot 10^{-3}$	24966	-59,8	55696
			4449	1,921	21,18	$27,63 \cdot 10^{-3}$	45051	-248,4	47976
			2379	1,015	8,64	$-56,20 \cdot 10^{-3}$	34983	330,3	17813

Продолжение табл. 3.29

Ко- орд. x , м	$\tilde{\varepsilon}_{при}$ $\cdot 10^{-3}$	$\varepsilon_{при}$ $\cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_{при}$ $\cdot 10^{-3}$	$\varepsilon_{проi}$ $\cdot 10^{-4}$	σ_{pci} $\cdot 10^7$ Па	τ_{ci} $\cdot 10^6$ Па	σ_{uci} $\cdot 10^7$ Па	σ_{nci} $\cdot 10^7$ Па	$\sigma_{эксi}$ $\cdot 10^7$ Па
0	-1,2717	-0,0956	2,117	-0,096	-0,201	0,2222	-0,0334	-0,2342	0,2383
	-1,6018	-0,1716	1,833	-0,164	-0,343	0,1925	-0,0421	-0,3854	0,3873
	1,7191	0,1459	1,758	0,154	0,323	0,1848	0,4151	0,3679	0,3697
500	1,8606	3,0817	-9,994	3,082	6,472	-1,0494	0,0488	6,5205	6,5239
	4,0999	3,2142	-8,844	3,175	6,667	-0,9286	0,1076	6,7751	6,7776
	-9,1094	1,8480	-6,607	1,819	3,819	-0,6937	0,2391	4,0585	4,0609
1000	4,9929	6,2591	-22,10	6,259	13,141	-2,3209	0,1211	13,2750	13,2831
	9,8015	6,5999	-19,52	6,515	13,678	-2,0496	0,2573	13,9362	13,9422
	-19,9379	3,5502	-14,97	3,484	7,316	-1,5721	0,5234	7,8394	7,8457

Окончание табл. 3.29

Коорд. x , м	$\tilde{\varepsilon}_s \cdot 10^{-3}$	$\varepsilon_s \cdot 10^{-4}$	$\tilde{t}_s \cdot 10^{-3}$	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^6$ Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_{эк} \cdot 10^7$ Па
0	-1,7934	-0,0102	1,975	-0,215	0,207	-0,0471	-0,2617	0,2649
	-0,4089	-0,0147	1,625	-0,310	0,171	-0,0174	-0,3203	0,3221
	1,9642	0,1560	1,663	0,328	0,175	0,0516	0,3793	0,3809
500	1,9309	3,0826	-9,994	6,474	-1,049	0,0507	6,5242	6,5275
	4,0343	3,1741	-8,843	6,666	-0,929	0,1059	6,7716	6,7741
	-9,1576	1,8181	-6,610	3,919	-0,697	0,2404	4,0585	4,0609
1000	4,9957	6,2591	-22,104	13,144	-2,321	0,1312	13,2752	13,2834
	9,7991	6,5134	-19,520	13,678	-2,050	0,2572	13,9354	13,9414
	-19,9397	3,4838	-14,972	7,316	-1,572	0,5234	7,8394	7,8457

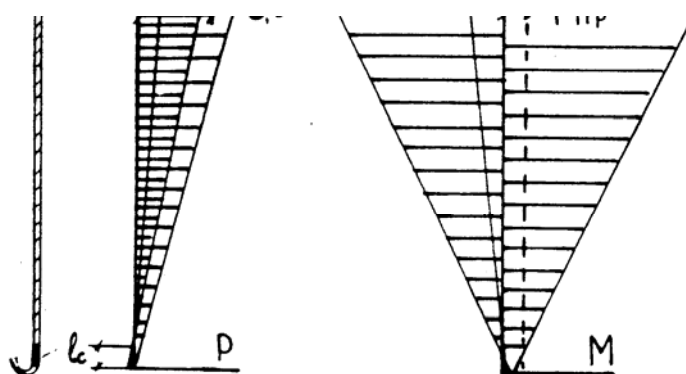


Рис. 3.6 – Распределение продольных усилий и крутящих моментов между слоями прядей трехслойного польского каната

Продольные усилия распределены неравномерно между слоями прядей. Так в верхнем сечении одинаковые пряди растягиваются усилиями

$P_{t1} = 4342$ Н, $P_{t2} = 4449$, $P_{t3} = 2379$ Н, а в нижнем сечении ($x = 0$) пряди первого и второго слоев сжаты – P_{t1} и P_{t2} – отрицательны.

Два первых слоя в трехслойном канате выполняют ту же роль, что первый слой в двухслойном канате, это видно из сопоставления картины распределения внутренних усилий на рис. 3.5 и рис. 3.6.

В двухслойном канате первый слой из 6-ти прядей с малым радиусом свивки «противостоит» 12 таким же прядям, свитым с большим радиусом, а в трехслойном канате два слоя из $6 + 11 = 17$ прядей свитых с меньшим радиусом удерживают от вращения 16 наружных прядей, свитых с большим радиусом. Поэтому перераспределение усилий в трехслойном канате более равномерное. Эквивалентные максимальные напряжения в проволоках верхнего сечения ($x = 1 = 1000$ м) во втором слое ($13,9414 \cdot 10^7$ Па) превышают напряжения в проволоках третьего слоя ($7,8457 \cdot 10^7$ Па) в 1,77 раза.

В нижней части отвеса каната ($x = 0$) первый и второй слои испытывают сжатие меньшее по величине и на меньшем по длине участке l_c , чем в двухслойном канате ($l_c = 15$ м) ($P_1 = -412,2$ Н, $P_2 = -1130,6$ Н). Поскольку абсолютные значения сил сами по себе ни о чем не говорят, будем сравнивать условные напряжения сжатия σ_y , равные отношению величины сжимающего усилия в слое к суммарной площади поперечного сечения проволок слоя. При длине отвеса 1000 м для двухслойного каната получаем

$$\sigma_y = \frac{2100}{398,86} = 5,27 \text{ Н/мм}^2 \text{ (} 5,27 \cdot 10^6 \text{ Па), для первого слоя трехслойного каната}$$

$$\sigma_y = \frac{412}{206,2} = 2,0 \text{ Н/мм}^2 \text{ (} 2 \cdot 10^6 \text{ Па), для второго слоя трехслойного каната}$$

$$\sigma_y = \frac{1130}{378} = 3,0 \text{ Н/мм}^2 \text{ (} 3 \cdot 10^6 \text{ Па).$$

Горным ведомством Польши опытным путем была установлена предельная глубина стволов (~ длин отвесов каната) – 700 м для двухслойных канатов GIG,

поэтому соответствующее этой длине $\sigma_y = \frac{1470}{398,86} = 3,69 \text{ Н/мм}^2 \text{ (} 3,69 \cdot 10^6 \text{ Па)}$

будем считать предельно допустимым при оценке тенденции к выпучиванию внутренних слоев канатов других конструкций. Так в трехслойном канате во втором слое такие условные напряжения при нормальной работе вертлюга будут достигнуты при длине отвеса $l = \frac{3,69}{3} 1000 = 1230 \text{ м}$. Этот результат можно

рассматривать как прогнозируемую максимальную глубину использования трехслойных канатов рассматриваемой конструкции. Полученные результаты хорошо согласуются с опытом эксплуатации канатов [6, 7, 39].

На рис. 3.7 представлена итоговая информация об уровне максимальных напряжений в проволоках прядей канатов рассматриваемых конструкций.

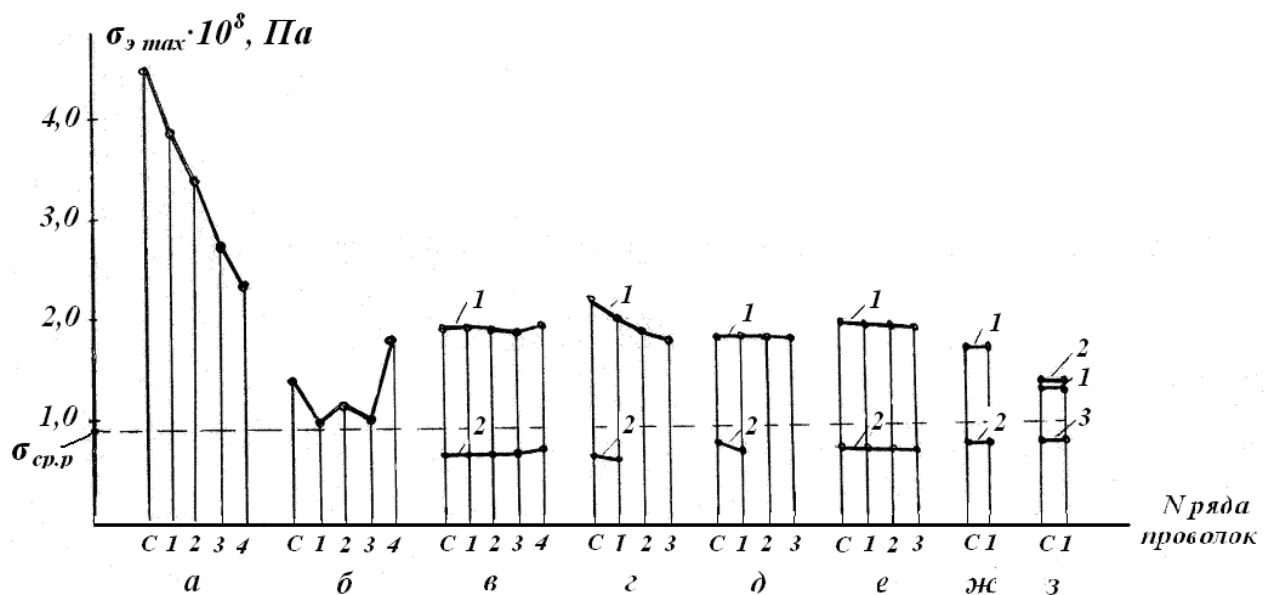


Рис. 3.7 – Уровень максимальных напряжений в проволоках прядей первого (1), второго (2) и третьего (3) слоев верхнего сечения исследуемых конструкций канатов при длине отвеса 1000 м и нормальной работе вертлюжного прицепного устройства:

а – ГОСТ 7668-80 односторонней свивки; б – ГОСТ 7668-80 крестовой свивки;

в – ГОСТ 16827-81; г – ГОСТ 16828-81 (раскручивающаяся конструкция);

д – ГОСТ 16828-81 (нераскручивающаяся конструкция); е – ГОСТ 3088-80; ж – польский двухслойный (6x16+12x16+A₀); з – польский трехслойный канат

Буквой С отмечен уровень напряжений в центральных проволоках прядей, цифрами 1, 2, 3, 4 – в проволоках соответствующих рядов прядей. Для сопоставления указан уровень среднего расчетного напряжения $\sigma_{ср.р}$,

определяемый обычно отношением веса отвеса каната к площади его поперечного сечения. Для всех конструкций канатов он почти одинаков, но эти «оценочные» напряжения совершенно не определяют долговечность канатов. На рис. 3.7 видно, что максимальные напряжения в однослойных канатах ГОСТ 7668-80 крестовой свивки не выше уровня максимальных напряжений в двухслойных канатах, а наиболее равномерно нагружены проволоки каната трехслойной конструкции.

3.4 Напряженно – деформированное состояние одиночного обрешиненного каната

Ниже приводится расчет напряженно-деформированного состояния отвеса обрешиненного уравновешивающего каната. Числовой пример выполнен для двухслойного каната ГОСТ 3088-80, широко применяемого в странах СНГ, диаметром 52 мм а предположении, что он покрыт резиновой оболочкой толщиной 3 мм (рис. 3.8).

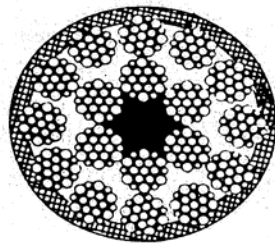


Рис. 3.8 – Поперечное сечение каната ГОСТ 3088-80 в предполагаемой резиновой оболочке

Расчетная схема представлена на рис. 3.9. Распределенные силы взаимодействия резины и троса будем характеризовать их интенсивностями – $q(x)$ – продольные и $m(x)$ – касательные усилия. Дифференциальные уравнения равновесия элемента троса (рис. 3.9, в) получаем в виде:

$$\left. \begin{aligned} A \frac{d^2 u}{dx^2} + C \frac{d^2 v}{dx^2} &= \rho_T g - q(x); \\ C \frac{d^2 u}{dx^2} + B \frac{d^2 v}{dx^2} &= -m(x), \end{aligned} \right\} \quad (3.28)$$

где ρ_T – погонная масса троса.

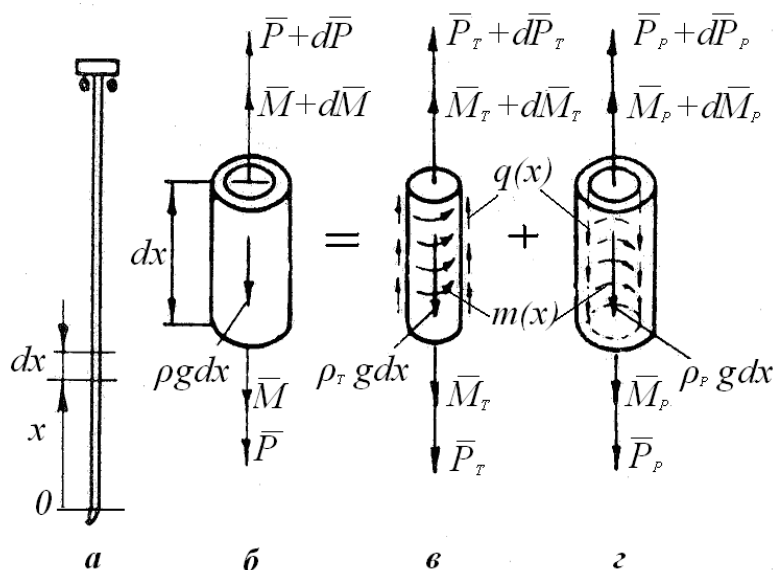


Рис. 3.9 – Схема усилий в канате с резиновой оболочкой

Для резиновой оболочки (рис. 3.9, *г*) условия равновесия элемента dx имеют вид:

$$\begin{aligned} dP_p &= \rho_p g dx - q(x) dx; \\ dM_p &= m(x) dx, \end{aligned} \quad (3.29)$$

где P_p , M_p – продольное усилие и крутящий момент в резиновой оболочке, ρ_p – погонная плотность оболочки.

Представим оболочку упругой трубкой, жесткость которой на растяжение A_p , на кручение B_p , тогда

$$P_p = A_p \frac{du}{dx}, \quad M_p = B_p \frac{dv}{dx}. \quad (3.30)$$

Естественно предположить, что трос и резина деформируются совместно и имеют одинаковые продольные и угловые деформации. Тогда с учетом (3.30) и (3.29) уравнения (3.28) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} (A + A_p) \frac{d^2 u}{dx^2} + C \frac{d^2 v}{dx^2} &= (\rho_T + \rho_p) g; \\ C \frac{d^2 u}{dx^2} + (B + B_p) \frac{d^2 v}{dx^2} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.31)$$

Оценим влияние резины на конкретном примере. Если покрыть канат ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм резиновой оболочкой толщиной 3 мм, то при плотности резины $\gamma = 1,4 \cdot 10^3$ кг/м³ и модулях упругости $E_p = 5 \cdot 10^6$ Па, $C_p = 2 \cdot 10^6$ Па, получим:

$$A_p = E_p \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 5 \cdot 10^6 \frac{\pi}{4} (58^2 - 52^2) \cdot 10^{-6} = 25,9 \cdot 10^2 \text{ Н};$$

$$B_p = G_p \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = 5 \cdot 10^6 \frac{\pi}{32} (58^4 - 52^4) \cdot 10^{-12} = 0,768 \text{ Нм}^2;$$

$$\rho_p = \gamma \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 1,4 \cdot 10^3 \frac{\pi}{4} (58^2 - 52^2) \cdot 10^{-6} = 0,725 \text{ кг/м}.$$

Жесткостные параметры каната ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм приведены в табл. 2.6. Если сопоставить численные значения жесткостных параметров каната и резиновой оболочки, можно сделать вывод, что поправки, вносимые наличием резины в значения продольной жесткости и жесткости на кручение обрезиненного каната ($A + A_p$) и ($B + B_p$), незначительны (A_p на 5 порядков меньше A , B_p на 4 порядка меньше B).

В табл. 3.30 и 3.31 приведены рассчитанные значения напряжений в 5 сечениях каната в резиновой оболочке. Сопоставляя эти данные с результатами вычислений для каната без резиновой оболочки (табл. 3.23 и 3.24 для проволок внутренних и наружных прядей соответственно), можно сделать вывод, что неравномерность распределения усилий между слоями прядей в канате сохраняется, а уровень максимальных напряжений возрастает пропорционально увеличению погонной массы каната, (в рассматриваемом примере – на 6,28% – с $19,59 \cdot 10^7$ Па до $20,82 \cdot 10^7$ Па, как и значение ρ – с 11,55 кг/м до 12,275 кг/м).

Таблица 3.30 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм покрытого резиновой оболочкой толщиной 3 мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$, $\rho = 12,275$ кг/м

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	-0,6341	0,0436	-0,0699	-0,7040	0,7094
	1	-0,6545	0,0402	-0,0864	-0,7378	0,7422
	2	-0,6840	0,0391	-0,0975	-0,7814	0,7853
	3	-0,6913	0,0284	-0,0725	-0,7638	0,7659
250	С	4,5326	-0,1094	0,1368	4,6694	4,6745
	1	4,5068	-0,1029	0,1492	4,6560	4,6605
	2	4,4586	-0,1041	0,1587	4,6172	4,6219
	3	4,4477	-0,0764	0,1170	4,5647	4,5673
500	С	9,6993	-0,2623	0,3436	10,0429	10,0566
	1	9,6651	-0,2460	0,3847	10,0497	10,0618
	2	9,6011	-0,2474	0,4148	10,0159	10,0281
	3	9,5867	-0,1813	0,3066	9,8933	9,8999
750	С	14,8659	-0,4153	0,5504	15,4163	15,4387
	1	14,8233	-0,3891	0,6202	15,4435	15,4631
	2	14,7437	-0,3908	0,6709	15,4146	15,4344
	3	14,7257	-0,2862	0,4962	15,2218	15,2326
1000	С	20,0326	-0,5683	0,7572	20,7898	20,8208
	1	19,9816	-0,5322	0,8557	20,8373	20,8644
	2	19,8862	-0,5341	0,9270	20,8132	20,8406
	3	19,8647	-0,3910	0,6857	20,5504	20,5652

Таблица 3.31 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм покрытого резиновой оболочкой толщиной 3 мм при $l = 1000$ м, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, $f = 0,003$, $\rho = 12,275$ кг/м

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0,4301	0,0414	0,0795	0,5096	0,5163
	1	0,3892	0,0375	0,0362	0,4254	0,4319
	2	0,3127	0,0351	0,0058	0,3185	0,3262
	3	0,2954	0,0253	0,0002	0,2956	0,2999
250	С	1,9096	-0,0974	0,2105	2,1201	2,1290
	1	1,9368	-0,0919	0,1389	2,0757	2,0836
	2	1,9878	-0,0885	0,0869	2,0747	2,0823
	3	1,9993	-0,0645	0,0562	2,0556	2,0596
500	С	3,3890	-0,2363	0,5006	3,8896	3,9182
	1	3,4845	-0,2178	0,3141	3,7985	3,8234
	2	3,6629	-0,2122	0,1797	3,8426	3,8659
	3	3,7032	-0,1542	0,1126	3,8158	3,8283

Продолжение табл. 3.31

750	С	4,8685	-0,3751	0,7906	5,6591	5,7086
	1	5,0321	-0,3455	0,4892	5,5013	5,5643
	2	5,3379	-0,3358	0,2724	5,6104	5,6504
	3	5,4071	-0,2440	0,1690	5,5762	5,5974
1000	С	6,3479	-0,5140	1,0807	7,4286	7,4994
	1	6,5797	-0,4731	0,6643	7,2440	7,3056
	2	7,0129	-0,4594	0,3652	7,3782	7,4352
	3	7,1109	-0,3338	0,2254	7,3364	7,3667

Таким образом, резина не является несущим элементом, это просто защитная от влаги оболочка, увеличивающая погонный вес каната и, соответственно, незначительно увеличивающая напряжения в его проволоках.

3.5 Влияние способа навески и замены каната на его напряженно–деформированное состояние

Расслоение двух- и трехслойных канатов сразу после навески было отмечено при обследовании более 70 шахт в Польше [7]. В Украине и странах СНГ способы навески и замены канатов регламентируются инструкцией [15]. Остановимся на схемах и способах навески и замены круглых уравнивающих канатов.

На рис. 3.10, *а, б* показаны стадии опускания в ствол нового каната с верхнего горизонта тормозной лебедкой. Нижний конец опускаемого каната прикрепляется к направляющей раме или с помощью вертлюга, допускающего вращение канта (рис. 3.10, *в*), или крепится к ней жестко, что исключает его вращение (рис. 3.10, *г*).

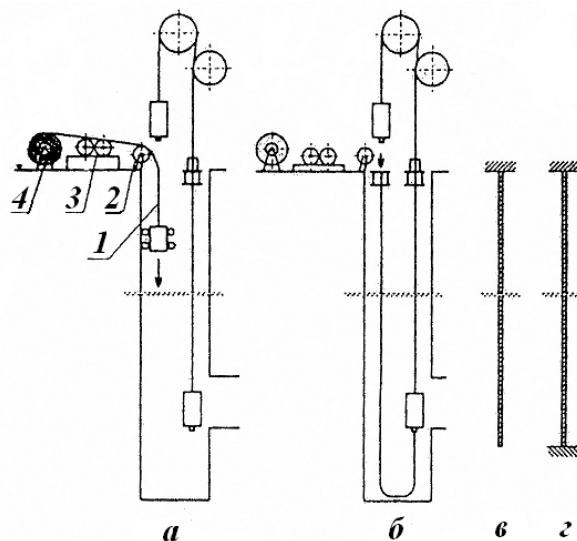


Рис.3.10 – Навеска уравнивающего каната с верхнего горизонта:
1 – новый канат; 2 – направляющий шкив;
3 – тормозная лебедка; 4 – барабан с новым канатом

На рис. 3.11, *а, б* представлена последовательность замены каната с нижнего горизонта с использованием подъемной машины. Этот способ применим при небольших глубинах ствола, когда можно разместить катушку с новым канатом в подъемном сосуде и доставить ее на нижний горизонт. На рис. 3.11, *в* показана расчетная схема для оценки продольно-крутильных деформаций каната при этом способе навески.

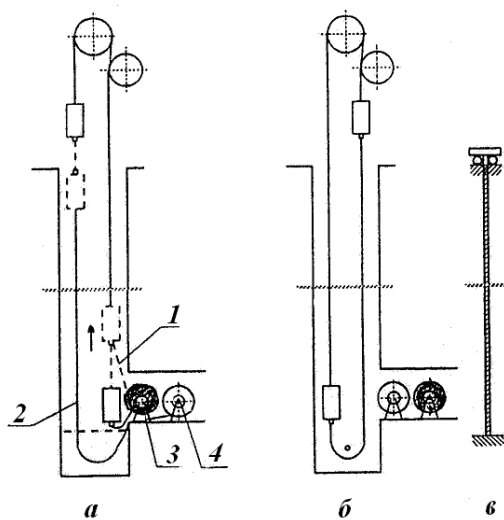


Рис. 3.11 – Замена каната с нижнего горизонта:
1 – новый канат; 2 – старый канат; 3, 4 – барабаны с новым и старым канатами

На рис. 3.12 и 3.13 показаны способы замены канатов с верхнего горизонта при жестком креплении конца нового каната к старому (рис. 3.12) и

при опускании свободным (рис. 3.13). На рис. 3.12, а и 3.13, а представлены соответствующие расчетные схемы.

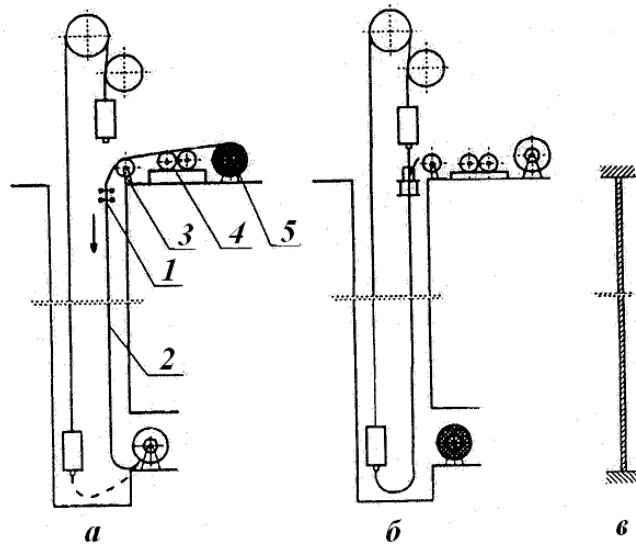


Рис. 3.12 – Замена каната с верхнего горизонта, конец нового каната соединен со старым канатом:
 1 – новый канат; 2 – старый канат; 3 – направляющий шкив;
 4 – тормозная лебедка; 5 – барабан с новым канатом

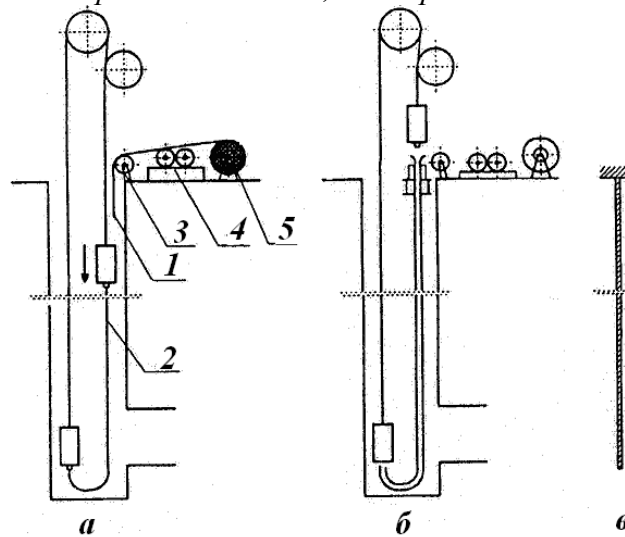


Рис. 3.13 – Замена каната с верхнего горизонта, конец нового каната опускается свободным:
 1 – новый канат; 2 – старый канат; 3 – направляющий шкив;
 4 – тормозная лебедка; 5 – барабан с новым канатом

Таким образом, в задаче о деформации отвеса каната при навеске и замене возможны 3 варианта граничных условий:

1) при навеске снизу: при $x = 0$ $v = 0$, $P = 0$;

при $x = l$ $u = 0$, $M = M_{тр}$.

2) при навеске каната сверху (снизу) с закрепленными от вращения концами:

$$\text{при } x = 0 \quad \nu = 0, \quad P = 0;$$

$$\text{при } x = l \quad u = 0, \quad \nu = 0.$$

3) при навеске каната сверху со свободным нижним концом:

$$\text{при } x = 0 \quad M = 0, \quad P = 0;$$

$$\text{при } x = l \quad u = 0, \quad \nu = 0.$$

Таблица 3.32 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм при навеске каната с закрепленными от вращения концами, $l = 1000$ м

Коорд. x , м	Ряд про- волок	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	-4,0750*	0,2800	-0,4495	-4,5245	4,5591
	1	-4,1868	0,2582	-0,5550	-4,7418	4,7698
	2	-4,3956	0,2515	-0,6263	-5,0219	5,0470
	3	-4,4428	0,1829	-0,4660	-4,9088	4,9224
250	С	0,7865	0,1361	0,2549	1,0414	1,0764
	1	0,6668	0,1235	0,3334	1,0002	1,0303
	2	0,4432	0,1167	0,3853	0,8286	0,8608
	3	0,3927	0,0842	0,2876	0,6803	0,7008
500	С	5,6480	-0,0078	0,0604	5,7084	5,7084
	1	5,5204	-0,0111	0,1117	5,6322	5,6323
	2	5,2820	-0,0181	0,1443	5,4264	5,4265
	3	5,2281	-0,0144	0,1093	5,3374	5,3375
750	С	10,5095	-0,1518	0,1342	10,6437	10,6480
	1	10,3740	-0,1458	0,1098	10,4839	10,4879
	2	10,1209	-0,1529	0,0967	10,2175	10,2221
	3	10,0637	-0,1131	0,0691	10,1327	10,1352
1000	С	15,3710	-0,2957	0,3287	15,6997	15,7109
	1	15,2276	-0,2804	0,3314	15,5559	15,5692
	2	14,9597	-0,2878	0,3376	15,2973	15,3081
	3	14,8991	-0,2118	0,2475	15,1465	15,1524

* - поскольку проволоки и пряди на сжатие не работают, то эти цифры показывают увеличение тенденции к выпучиванию внутреннего слоя прядей в нижней части отвеса при увеличении трения в подшипнике вертлюга

Результаты решения указанных задач для двухслойного каната ГОСТ 3088-80 приведены в табл. 3.23, 3.24 и в табл. 3.32–3.35 соответственно. На рис. 3.14 показано изменение максимальных сжимающих усилий в первом слое прядей в нижней части отвеса каната $d = 59,5$ мм в зависимости от длины отвеса l . Линии 1 – при навеске каната с закрепленными от вращения концами;

2 – при навеске каната снизу; 3 – при опускании каната сверху с возможностью свободного вращения его нижнего конца.

Таблица 3.33 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм при навеске каната с закрепленными от вращения концами, $l = 1000$ м

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	2,7342	0,2670	0,5084	3,2426	3,2863
	1	2,4713	0,2416	0,2299	2,7013	2,7441
	2	1,9800	0,2266	0,0347	2,0147	2,0650
	3	1,8689	0,1633	-0,0009	1,8680	1,8963
250	С	4,1457	0,1359	0,2370	4,3828	4,3912
	1	3,9469	0,1210	0,0666	4,0136	4,0209
	2	3,5754	0,1098	0,0511	3,6265	3,6331
	3	3,4913	0,0784	0,0529	3,5442	3,5477
500	С	5,5573	0,0047	0,0344	5,5916	5,5917
	1	5,4225	0,0043	0,0967	5,5191	5,5192
	2	5,1707	-0,0070	0,1369	5,3076	5,3077
	3	5,1137	-0,0064	0,1049	5,2186	5,2187
750	С	6,9688	-0,1264	0,3058	7,2746	7,2790
	1	6,8981	-0,1201	0,2599	7,1580	7,1621
	2	6,7666	-0,1238	0,2228	6,9888	6,9932
	3	6,7361	-0,0912	0,1569	6,8930	6,8954
1000	С	8,3803	-0,2575	0,5772	8,9575	8,9723
	1	8,3737	-0,2407	0,4232	8,7969	8,8101
	2	8,3613	-0,2407	0,3086	8,6699	8,6833
	3	8,3585	-0,1760	0,2089	8,5675	8,5747

Таблица 3.34 – Напряжения в проволоках внутренних прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 59,5$ мм при $l = 1000$ м при отсутствии трения в подшипнике вертлюга (опускание в ствол отвеса со свободным концом)

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0	0	0	0	0
	1	0	0	0	0	0
	2	0	0	0	0	0
	3	0	0	0	0	0
250	С	4,8595	-0,1414	0,1912	5,0507	5,0586
	1	4,8516	-0,1330	0,2185	5,0701	5,0771
	2	4,8361	-0,1324	0,2367	5,0728	5,0797
	3	4,8331	-0,1009	0,1822	5,0154	5,0194
500	С	9,7190	-0,2827	0,3823	10,1014	10,1172
	1	9,7032	-0,2660	0,3427	10,1403	10,1542
	2	9,6722	-0,2648	0,4733	10,1455	10,1593
	3	9,6663	-0,2020	0,3645	10,0307	10,0389

750	С	14,5785	-0,4241	0,5736	15,1521	15,1758
	1	14,5549	-0,3991	0,5140	15,2104	15,2314
	2	14,5083	-0,3972	0,7099	15,2183	15,2389
	3	14,4994	-0,3029	0,5467	15,0461	15,0583
1000	С	19,4380	-0,5655	0,7648	20,2028	20,2344
	1	19,4065	-0,5321	0,8741	20,2806	20,3085
	2	19,3444	-0,5295	0,9466	20,2910	20,3187
	3	19,3325	-0,4038	0,7289	20,0615	20,0778

Таблица 3.35 – Напряжения в проволоках наружных прядей каната ГОСТ 3088-80 $d = 52$ мм при $l = 1000$ м при отсутствии трения в подшипнике вертлюга (опускание в ствол отвеса со свободным концом)

Коорд. x , м	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$ Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$ Па	$\sigma_n \cdot 10^7$ Па	$\sigma_s \cdot 10^7$ Па
0	С	0	0	0	0	0
	1	0	0	0	0	0
	2	0	0	0	0	0
	3	0	0	0	0	0
250	С	1,4102	-0,1287	0,2671	1,6773	1,6969
	1	1,4724	-0,1191	0,1632	1,6356	1,6528
	2	1,5948	-0,1145	0,0839	1,6788	1,6943
	3	1,6183	-0,0867	0,0544	1,6727	1,6817
500	С	2,8204	-0,2574	0,5342	3,3546	3,3938
	1	2,9447	-0,2381	0,3264	3,2711	3,3056
	2	3,1897	-0,2290	0,1679	3,3576	3,3887
	3	3,2367	-0,1734	0,1088	3,3455	3,3634
750	С	4,2306	-0,3861	0,8013	5,0318	5,0907
	1	4,4171	-0,3572	0,4896	4,9067	4,9585
	2	4,7845	-0,3436	0,2518	5,0364	5,0830
	3	4,8550	-0,2602	0,1632	5,0182	5,0451
1000	С	5,6408	-0,5148	1,0684	6,7091	6,7877
	1	5,3895	-0,4763	0,6528	6,5423	6,6113
	2	6,3794	-0,4581	0,3358	6,7152	6,7774
	3	6,4733	-0,3470	0,2176	6,6909	6,7268

Таким образом, необходимо дополнительно отметить в правилах замены канатов недопустимость навески канатов с закрепленными от вращения концами. В этом случае возможно расслоение каната во время навески, поскольку в его нижней части возникают сжимающие усилия во внутреннем слое, в 5 раз превышающие усилия при нормальной работе вертлюга.

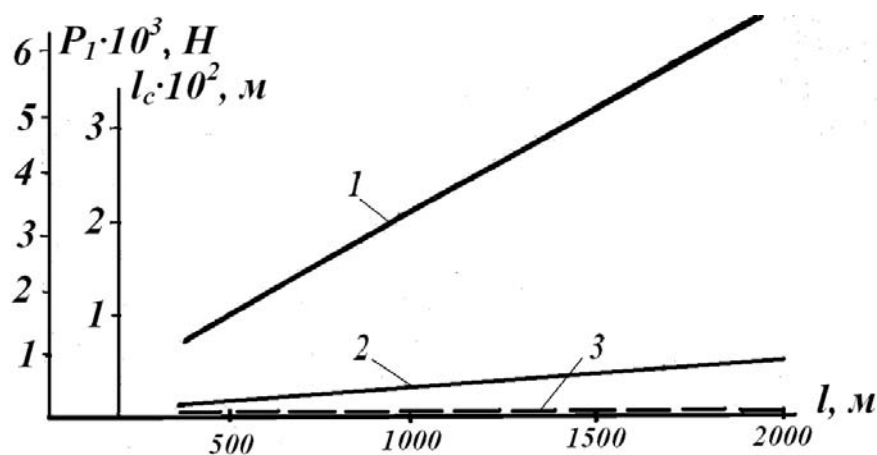


Рис. 3.14 – Изменение максимальной величины сжимающего усилия в первом слое прядей в нижнем сечении отвеса (у петли) и длины сжатого участка первого слоя l_c каната ГОСТ 3088-80 $d = 59,5$ мм:

1 – при опускании каната с нулевого горизонта при закреплённом от вращения нижнем конце каната; 2 – при навеске каната с нижнего горизонта при нормальной работе вертлюга; 3 – при опускании каната с нулевого горизонта со свободным нижним концом каната

3.6 Основные результаты и выводы

В результате исследования напряженно-деформированного состояния круглых уравновешивающих канатов установлено:

1. Вследствие специфического крепления канатов к подъемным сосудам с помощью вертлюжных прицепных устройств канаты имеют значительные деформации кручения, что является причиной:

а) неравномерности нагружения прядей и проволок по длине отвеса каната и в каждом его поперечном сечении;

б) значительных по величине напряжений от изгиба и кручения проволок в прямом отвесе каната.

Так в однослойных канатах односторонней свивки наиболее нагруженными являются центральные проволоки прядей, уровень максимальных эквивалентных напряжений в которых в 4,7 раза выше уровня средних расчетных напряжений. В однослойных канатах крестовой свивки наиболее нагружены проволоки наружных рядов прядей, уровень максимальных эквивалентных напряжений в них в 2 раза выше уровня средних расчетных напряжений.

В двухслойных канатах всех рассмотренных конструкций в верхних сечениях отвесов канатов пряжи первого (внутреннего) слоя воспринимают основную нагрузку от веса каната и уровень напряжений в проволоках этих прядей выше уровня напряжений в проволоках наружных прядей более чем в 2 раза.

В трехслойных канатах, как наиболее уравновешенных от кручения, распределение нагрузки между слоями прядей более равномерное, однако уровень максимальных напряжений в проволоках первого и второго слоев прядей в 1,7 раза выше напряжений в проволоках третьего (наружного) слоя.

Двух- и трехслойные канаты рассмотренных конструкций имеют тенденцию к расслоению. Первый слой прядей в двухслойных канатах и первый и второй слои в трехслойных канатах испытывают сжатие в нижней части отвеса каната, пропорциональное длине отвеса.

В однослойных канатах изгибные и касательные напряжения имеют один порядок с уровнем напряжений растяжения.

В двух- и трехслойных канатах вследствие большей уравновешенности от кручения напряжения в проволоках от изгиба и кручения значительно ниже и составляет 5% и 2% от уровня напряжений растяжения, соответственно.

2. Картина напряженно-деформированного состояния канатов не зависит от длины отвесов канатов, она определяется конструктивными и жесткостными параметрами канатов, однако уровень усилий и напряжений в их элементах пропорционален длине отвеса канатов.

3. Изменение момента трения в подшипнике вертлюга в диапазоне возможных реальных границ $(0,5f - 5f)$ практически не влияет на картину и уровень распределения усилий между элементами каната. Уменьшение момента трения до 0 (предел, к которому стремятся конструкторы) только усиливает неравномерность распределения усилий между слоями прядей и проволоками в прядях.

4. Покрытие одиночного круглого каната резиновой оболочкой не изменяет характер его напряженно-деформированного состояния, это только

защита от коррозии, которая, как показал опыт, не является достаточно надежной. Напряжения в элементах каната возрастают при этом пропорционально увеличению его погонного веса.

5. Для исключения расслоения многослойных канатов при навеске необходимо опускать их в ствол со свободным нижним концом или навешивать с нижнего горизонта, прикрепленным к вертлюжному прицепному устройству.

6. Полученные результаты хорошо согласуются с опытом эксплуатации круглых канатов у нас в стране и за рубежом.

7. При изготовлении уравнивающих канатов по общим требованиям ГОСТ 3241-91, регламентирующим параметры свивки прядей и канатов, невозможно создать равнопрочную конструкцию каната. Для конструкций уравнивающих канатов необходимы свои нормативы, учитывающие специфику их работы и нагружения.

4 ПРЕДЛАГАЕМЫЕ РАЦИОНАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ КРУГЛЫХ НЕКРУТЯЩИХСЯ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ

Как показали приведенные выше исследования, используемые в настоящее время у нас в стране (и в странах СНГ) уравнивающие канаты ГОСТ 7668-80, ГОСТ 16827-81, ГОСТ 16828-81, ГОСТ 3088-80, обладают существенными недостатками, кроме того, двухслойные канаты диаметром более 41 мм и длинами более 1000 м не выпускают в СНГ, их приходится покупать за валюту за рубежом.

Трехслойные канаты (на примере каната, выпускаемого в Польше) обладают лучшими (по сравнению с двухслойными и однослойными канатами) эксплуатационными показателями, однако их не выпускают в странах СНГ.

Отказ от широкого применения в качестве уравнивающего каната ГОСТ 7668-80 (ТУ 14-4-1444-87) вследствие его значительных деформаций кручения и неудовлетворительного в связи с этим поведения в стволе шахты был первым шагом на пути выбора оптимальной конструкции уравнивающего каната.

Теперь, обобщая опыт применения однослойных канатов ГОСТ 7668-80 и двухслойных канатов ГОСТ 16827-81 и ГОСТ 3088-80 и используя теоретическое объяснение напряженно-деформированного их состояния, можно предложить новые конструкции уравнивающих канатов, лишенные описанных недостатков.

Количественной характеристикой степени кручения каната при растяжении является агрегатный коэффициент жесткости C , определяемый выражением (2.4), или коэффициент раскрутки $k = \frac{C}{A}$ – (2.17). Как показали результаты расчетов жесткостных параметров канатов и как следует из выражений (2.4), (2.7), (2.10), (2.15), на величину $C(k)$ каната существенно влияют радиус и угол свивки наружного слоя прядей и число прядей в наружном слое. Параметры свивки проволок в пряди несущественно влияют на степень кручения каната при натяжении.

Параметры свивки канатов с странах СНГ регламентирует ГОСТ 3241-91. В нем указано, что кратность свивки проволок в прядь не должна превышать 9 в канатах с линейным касанием проволок, кратность свивки прядей в канат не должно превышать 6,5 в шестипрядных канатах, стренгах и металлических сердечниках (это относится и к первому слою из 6 прядей в двухслойных канатах), и – 7 – для канатов с количеством прядей более 6 (так принимается и для наружного слоя прядей в двухслойных конструкциях канатов, указанных выше).

Возможно, что эти требования подтверждены длительным опытом изготовления и применения подъемных канатов, поскольку они были в этом ГОСТе, изданном в 1955 г. и в редакциях 1966 г, 1980 г, 1989 г. Возможно, что эти требования существенны при работе подъемного каната на блоках, барабанах, шкивах. Но их перенесли и на уравнивающий канат, который несет нагрузку только собственного веса, имеет большой запас прочности ($n > 15$ при глубине ствола шахты до 1200 м) и обычно свободно провисает в стволе шахты (без натяжных устройств). Специальных ГОСТов на круглые уравнивающие канаты в СНГ не было. Были только рекомендации заводов-изготовителей по возможному применению выпускаемых канатов.

Ниже приведены обоснования необходимости изменения этих требований для некрутящихся уравнивающих канатов, для крепления и работы которых не нужны вертлюжные прицепные устройства, все проволоки которых одинаково нагружены, вследствие чего канаты будут наиболее долговечными. Конструкторы стремились совершенствовать вертлюжные прицепные устройства (см. 1 главу), а необходимо создавать некрутящиеся уравнивающие канаты.

4.1 Малокрутящиеся однослойные канаты

В качестве исходной принята конструкция каната ГОСТ 7668-80 (6x36 (1+7+7/7+14)+о.с.), выпускаемого заводами Украины и широко применяемого в качестве подъемного на шахтах Донбасса.

Все вычисления выполнены для каната $d = 46,5$ мм, $\mu = 8,4$ кг/м, имеющего следующие диаметры проволок: $\delta_c = 2,9$ мм, $\delta_1 = 2,1$ мм, $\delta_2 = 2,1$ мм, $\delta_3 = 1,5$ мм, $\delta_4 = 2,6$ мм. Радиусы свивки рядов проволок в прядь: $r_1 = 2,5$ мм, $r_2 = 4,0$ мм, $r_3 = 4,3$ мм, $r_4 = 6,35$ мм. Диаметр пряди 15,3 мм. В табл. 4.1. приведены значения углов свивки проволок в прядь и агрегатные коэффициенты жесткости пряди в соответствии с (2.12)–(2.16) при разных кратностях свивки прядей K_n . Как следует из этих данных, уменьшение кратности свивки прядей с 9 до 7 незначительно изменяет величину коэффициента c_0 . В табл. 4.2. приведены значения агрегатных коэффициентов жесткости каната при разных кратностях свивки каната K_k . Увеличение кратности свивки каната с 6,5 до 12 существенно уменьшает кручение каната (коэффициенты C и k уменьшились более чем в 2 раза), но он еще не становится некрутящимся, его необходимо крепить к подъемному сосуду с помощью вертлюга. В табл. 4.3. приведены данные, на которые обращают внимание эксплуатационники, – кручение каната, оцениваемое числом оборотов вертлюга $n_g = \frac{\nu_0(l)}{2\pi}$ (ν_0 определяется (2.54)), и вертикальное перемещение петли относительно разграничительных устройств Δu – (2.56) при длинах отвеса каната $l = 1000$ м и 1500 м. Из приведенных данных следует, что при увеличении кратности свивки каната с 6,5 до 12 при уменьшении кратности свивки прядей с 9 до 7, уменьшает кручение каната более чем в 3 раза и на порядок уменьшаются вертикальные перемещения петли каната.

Таблица 4.1 – Значения углов свивки проволок и агрегатные коэффициенты жесткости прядей в зависимости от кратности их свивки K_n

K_n	α_1 , град.	α_2 , град.	α_3 , град.	α_4 , град.	$a_0 \cdot 10^7$, Н	e_0 Нм ²	$C_0 \cdot 10^5$, Нм	q_0 Нм ²
9	6,494	10,322	11,077	16,126	2,752	60,358	-3,239	10,496
8	7,337	11,640	12,487	18,109	2,697	72,875	-3,564	10,496
7	8,352	13,218	14,171	20,450	2,623	88,852	-3,914	10,496

Таблица 4.2 – Агрегатные коэффициенты жесткости каната ГОСТ 7668-80 $d = 46,5$ мм крестовой свивки в зависимости от кратности свивки каната K_k

K_k	$A \cdot 10^8$, Н	$B \cdot 10^3$, Нм ²	$C \cdot 10^5$, Нм	$\Delta \cdot 10^{10}$, Н ² м ²	$B_k \cdot 10^2$, Нм ²	$k \cdot 10^{-3}$, м
6,5	1,417	2,316	5,585	1,628	1,149	3,941
7,0	1,447	1,955	5,156	1,693	1,170	3,564
8,0	1,491	1,427	4,415	1,795	1,204	2,960
10,0	1,546	0,819	3,279	1,928	1,247	2,120
11,0	1,564	0,642	2,841	1,972	1,261	1,816
12,0	1,577	0,513	2,467	2,006	1,271	1,564

Таблица 4.3 – Зависимость числа оборотов вертлюга и перемещения петли каната относительно разграничительных устройств от параметров свивки каната и прядей

K_k	K_{Π}	n_g , об		Δu , м	
		$l = 1000$ м	$l = 1500$ м	$l = 1000$ м	$l = 1500$ м
6,5	9	75	170	3,8	8,55
12	9	40	90	0,19	0,42
12	7	24	54	0,14	0,32

По методике главы 3 выполнен анализ напряженного состояния проволок отвесов каната длиной 1000 м, $d = 46,5$ мм при $K_k = 6,5$, $K_{\Pi} = 9$ (ГОСТ 7668-80) – (табл. 4.4) и при $K_k = 12$, $K_{\Pi} = 7$ – (табл. 4.5) при нормальной работе вертлюга. В уравновешивающем канате ГОСТ 7668-80 центральные проволоки и проволоки первого ряда по всей длине отвеса оказываются сжатыми, в то же время перегруженными являются проволоки наружного (четвертого) ряда. Изменение параметров свивки каната включает в работу центральные проволоки и проволоки первого ряда прядей и на 23% (с $26,1 \times 10^7$ Па до $20,1 \times 10^7$ Па) понижает напряжения в наружных проволоках прядей.

Таблица 4.4 – Значения максимальных напряжений в проволоках каната ГОСТ 7668-80 $d = 46,5$ мм, крестовой свивки при $l = 1000$ м, $f = 0,003$, $d_{\Pi} = 0,14$ м, при параметрах свивки $K_k = 12,0$, $K_{\Pi} = 7$

Коорд. сечения, x , м	Проволоки ряда	$\sigma_p \cdot 10^7$, Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$, Па	$\sigma_s \cdot 10^7$, Па
0	С	1,144	0,556	0,989	2,406
	1	0,860	0,393	0,458	1,534
	2	0,430	0,377	0,290	1,043
	3	0,326	0,266	0,183	0,735
	4	-0,570	0,423	0,035	1,041

250	С	-1,386	-2,043	3,661	4,676
	1	-0,379	-1,441	1,717	3,178
	2	1,142	-1,385	1,107	3,568
	3	1,520	-0,979	0,703	2,963
	4	4,688	-1,557	0,193	5,789
500	С	-3,916	-4,642	8,311	10,272
	1	-1,618	-3,275	3,892	6,934
	2	1,853	-3,147	2,504	7,654
	3	2,717	-2,225	1,588	6,192
	4	9,946	-3,538	0,420	12,551
750	С	-6,446	-7,271	12,961	15,880
	1	-2,857	-5,109	6,067	10,710
	2	2,564	-4,909	3,901	11,745
	3	3,914	-3,471	2,474	9,434
	4	15,204	-5,518	0,648	19,316
1000	С	-8,977	-9,841	17,611	21,492
	1	-4,096	-6,943	8,242	14,491
	2	3,275	-6,670	5,298	15,858
	3	5,111	-4,717	3,359	12,678
	4	20,462	-7,499	0,876	26,082

Таблица 4.5– Значения максимальных напряжений в проволоках каната ТУ У 00191046.012-95 $d = 46,5$ мм, крестовой свивки при $l = 1000$ м, $f = 0,003$, $d_{\text{п}} = 0,14$ м, при параметрах свивки $K_{\text{к}} = 12,0$, $K_{\text{п}} = 7$

Коорд. сечения x , м	Проволоки ряда	$\sigma_{\text{р}} \cdot 10^7$, Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_{\text{u}} \cdot 10^7$, Па	$\sigma_{\text{з}} \cdot 10^7$, Па
0	С	2,205	0,855	0,763	3,426
	1	1,628	0,592	0,588	2,062
	2	0,776	0,554	0,231	1,497
	3	0,567	0,389	0,204	1,095
	4	-1,130	0,584	0,773	1,221
250	С	1,758	-0,422	0,385	2,304
	1	1,982	-0,294	0,059	2,125
	2	2,314	-0,277	0,072	2,449
	3	2,396	-0,195	0,069	2,496
	4	3,057	0,298	0,314	3,423
500	С	1,311	-1,700	1,534	4,433
	1	2,336	-1,180	0,178	3,449
	2	3,852	-1,107	0,375	4,772
	3	4,224	-0,778	0,343	4,825
	4	7,244	-1,179	1,401	8,961
750	С	0,864	-2,978	2,683	6,932
	1	2,690	-2,067	0,296	5,099
	2	5,390	-1,938	0,677	7,199
	3	6,053	-1,362	0,617	7,204
	4	11,431	-2,061	2,488	14,516

1000	С	0,417	-4,255	3,831	9,512
	1	3,044	-2,963	0,414	6,844
	2	6,923	-2,763	0,980	9,654
	3	7,881	-1,946	0,890	9,596
	4	15,618	-2,942	3,575	20,075

Предложенные нами изменения параметров свивки каната вошли в технические условия ТУ У 00191046.012-95 на канаты стальные двойной свивки типа ЛК-РО. Сделать однослойный канат полностью некрутящимся можно только за счет уменьшения радиуса свивки прядей и числа прядей, например 3-х или 4-х прядный канат. Это было предложено М.Ф. Глушко в [35], [36]. Однако, применять такие канаты в качестве уравнивающих нецелесообразно по следующим причинам. Отдельно висящих уравнивающих канатов не может быть много, обычно их число не превышает 3. Поэтому требуемая погонная масса каната для мощных подъемных установок будет в пределах 8 – 15 кг/м. Требуемая погонная масса пряди для 4-х прядного каната – 2 – 4 кг/м. Даже если пряди будут наиболее гибкими конструкции 1+7+7/7+14 из 36 проволок, диаметр петли каната при свободном провисании будет превышать 3,0–3,5 м, что создаст дополнительные неудобства в эксплуатации. Кроме того, для производства таких канатов необходимо создания специального оборудования.

Сделать канаты некрутящимися можно с числом слоев прядей 2 и более.

4.2 Некрутящиеся двухслойные канаты

Перечислим конструкции прядей, наиболее технологичные в изготовлении, с линейным касанием проволок.

Пряди из 19 проволок с линейным касанием конструкции 1+6+6/6, имеющие близкие по диаметру размеры проволок, широко используются в конструкциях канатов. Шесть таких прядей образуют однослойный канат с органическим сердечником – ГОСТ 14954-80, два слоя таких прядей в канате ГОСТ 3088-80.

Более гибкие пряди из 36 проволок с линейным касанием конструкции 1+7+7/7+14 используются в канатах ГОСТ 7668-80 (ТУ 14-4-1444-87) с органическим сердечником, ГОСТ 7669-80 – с металлическим сердечником, в двухслойном канате ГОСТ 16827-81 оба слоя содержат эти пряди.

Самая простая конструкция пряди из 7 проволок 1+6 широко применяется в однослойных канатах (ГОСТ 3062-80, ГОСТ 3066-80, ГОСТ 3069-80), в стренгах плоских канатов ГОСТ 3091-80, в многослойных канатах.

Недостатком конструкции канатов 12+6+о.с. с одинаковыми по диаметру прядями в 1-м и 2-м (наружном) слоях – ГОСТ 3088-80, ГОСТ 16827-81, польских канатов GIG, чешских, канадских и т.д. является то, что под действием мощного наружного слоя из 12 прядей происходит закручивание внутреннего слоя из 6 прядей, свитых с меньшим радиусом свивки. Уменьшить радиус свивки наружного слоя и одновременно увеличить радиус свивки и диаметры проволок внутреннего слоя, сделав его мощнее, можно, если в наружном слое расположить более тонкие пряди. Таким образом, были предложены конструкции двухслойных канатов $18 \times 7(1+6)+6 \times 19(1+6+6/6)+\text{о.с}$ и $18 \times 7(1+6)+6 \times 37(1+7+7/7+14)+\text{о.с}$, показанные на рис. 4.1, а.

В ТУ 14-285-180-94 и ТУ 14-285-179-94 на разработанне с участием автора «Канаты стальные некрутящиеся уравнивающие» конструкций $18 \times 7+6 \times 19+\text{о.с.}$, и $18 \times 7+6 \times 37+\text{о.с.}$ соответственно.

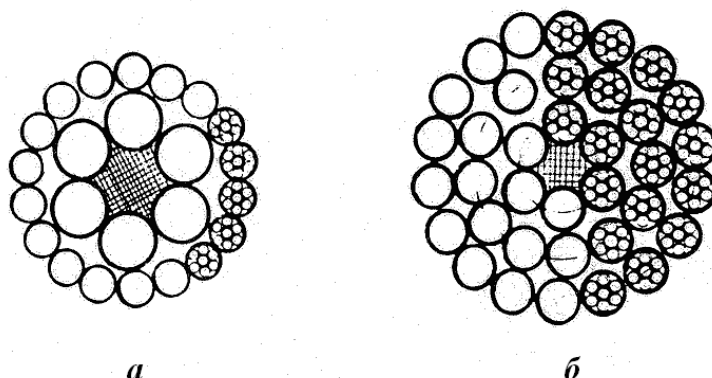


Рис. 4.1 – Предлагаемые конструкции некрутящихся уравнивающих канатов:
a – двухслойные канаты конструкций $18 \times 7(1+6)+6 \times 19(1+6+6/6)+\text{о.с.}$ и $18 \times 7(1+6)+6 \times 36(1+7+7/7+14)+\text{о.с.}$; *б* – трехслойные канаты конструкций $16 \times 7(1+6)+11 \times 7(1+6)+6 \times 7(1+6)+\text{о.с.}$

В качестве примера выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния канатов предлагаемых конструкций диаметром ≈ 40 мм для сопоставления с результатами расчетов НДС, исследованных ранее (в главе 3) двухслойных конструкций.

Геометрические параметры канатов:

Канат 18x7+6x19+о.с $d = 41$, $\mu = 7,1$ кг/м, $\sum F_i = 725,3$ мм².

Первый слой прядей. Проволоки: $\delta_{1c} = 2,2$ мм, $\delta_{11} = 2,1$ мм, $\delta_{12} = 2,2$ мм, $\delta_{13} = 1,6$ мм имеют параметры свивки $r_{11} = 2,15$ мм, $r_{12} = 3,7$ мм, $r_{13} = 4$ мм, $\alpha_{11} = -8,886^\circ$, $\alpha_{12} = -15,06^\circ$, $\alpha_{13} = -16,22^\circ$, что соответствует кратности свивки пряди $K_{\text{п}} = 9$, диаметр пряди 9,5 мм. Параметры свивки 1-го слоя каната: $R_1 = 9,6$, $\beta_1 = -17,877^\circ$, что соответствует кратности свивки $K_1 = 6,5$.

Второй слой прядей. Проволоки: $\delta_{2c} = 2,0$ мм, $\delta_{21} = 1,9$ мм имеют параметры свивки $r_{21} = 2$ мм, $\alpha_{21} = -13,31^\circ$, диаметр пряди 5,9 мм. Параметры свивки 2-го слоя каната: $R_2 = 17,35$ мм, $\beta_2 = -20,99^\circ$ ($K_2 = 7$), $\beta_2 = -12,617^\circ$ ($K_2 = 12$).

Канат 18x7+6x36+о.с $d = 42$, $\mu = 7,04$ кг/м, $\sum F_i = 732,7$ мм².

Первый слой прядей. Проволоки: $\delta_{1c} = 1,9$ мм, $\delta_{11} = 1,4$ мм, $\delta_{12} = 1,4$ мм, $\delta_{13} = 1,0$ мм, $\delta_{14} = 1,7$ мм имеют параметры свивки $r_{11} = 1,65$ мм, $r_{12} = 2,65$ мм, $r_{13} = 2,85$ мм, $r_{14} = 4,2$ мм, $\alpha_{11} = -6,5^\circ$, $\alpha_{12} = -10,369^\circ$, $\alpha_{13} = -11,132^\circ$, $\alpha_{14} = -16,172^\circ$, что соответствует кратности свивки пряди $K_{\text{п}} = 9$. Диаметр пряди 10,1 мм.

Параметры свивки 1-го слоя каната: $R_1 = 10,1$ мм, $\beta_1 = -17,855^\circ$, что соответствует кратности свивки $K_1 = 6,5$.

Второй слой прядей. Проволоки: $\delta_{2c} = 2,0$ мм, $\delta_{21} = 1,9$ мм имеют параметры свивки $r_{21} = 2,0$ мм, $\alpha_{21} = -13,3^\circ$, диаметр пряди 5,9 мм. Параметры

свивки 2-го слоя каната: $R_2 = 18,05$ мм, $\beta_2 = 16,95^\circ$ ($K_2 = 9$), $\beta_2 = 12,68^\circ$ ($K_2 = 12$).

В табл. 4.6 приведены жесткостные параметры этих канатов при кратности свивки наружного слоя $K_2 = 7$ и $K_2 = 12$, при которых канаты становятся некрутящимися ($C \approx 0$, $k \approx 0$).

Таблица 4.6 – Жесткостные параметры канатов предлагаемых конструкций:

1) 18x7+6x19+о.с. $d = 41$ мм; 2) 18x7+6x37+о.с. $d = 42$ мм

Канат	Кратность K_2	$A \cdot 10^7$, Н	B_2 , Нм ²	C , Нм	B_k , Нм ²	$k \cdot 10^{-3}$, м	G_2 , Нм ²
1	7	11,88332	3238,6	147259	3056,1	1,239	37,908
	12	12,72937	1715,3	11766	1714,2	0,00924	37,908
2	9	12,44635	2663,1	75352	2617,4	0,6054	29,275
	12	12,83021	1912,2	-1119	1912,1	-0,0087	29,275

При кратности свивки наружного слоя $K_2 = 7$ изменение конструкции каната не приводит к изменению характера его напряженно-деформированного состояния – внутренний слой прядей в верхней части отвеса перегружен, а в нижней – испытывает сжатие, тенденция к выдавливанию наружу внутреннего слоя сохраняется.

Это продемонстрировано на рис. 4.2 для каната 18x7+6x19+о.с. $d = 41$ мм, где по оси ординат отложены значения сжимающего усилия P_1 в первом слое в нижней части отвеса и значение условного напряжения сжатия σ_y , равного отношению P_1 к площади поперечного сечения внутреннего слоя каната, а по оси абсцисс – кратность свивки наружного слоя каната K_2 . Кривые 1, 2, 3 – соответствуют длинам отвеса 500 м, 1000 м и 1500 м. На рис. 4.2 заштрихована зона при $K_2 > 10,2$, где изменение усилий сжатия имеет место при отсутствии вращения вертлюга при нормальном трении в подшипнике ($f = 0,003$, $d_{\text{п}} = 0,14$ м). В этой зоне возникающий в канате момент недостаточен, чтобы провернуть подшипник вертлюга. Определяется левая граница заштрихованной зоны условием

$$|k| \leq d_n f, \quad (4.1)$$

получаемым из (2.54) при $x = l$, k – коэффициент раскрутки каната.

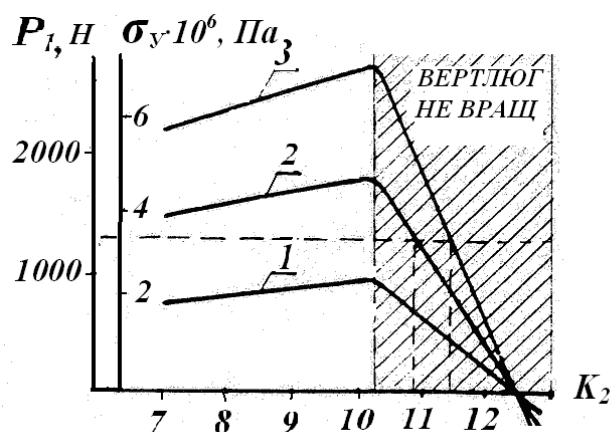


Рис. 4.2 – Изменение максимальных сжимающих усилий P_1 в первом слое в нижнем сечении отвеса каната конструкции 18x7+6x19+о.с. $d = 41$ мм в зависимости от кратности свивки второго слоя прядей

1, 2, 3 – соответствуют длинам отвеса 500 м, 1000 м и 1500 м

Правая граница этой зоны определилась бы из этого же условия, когда при дальнейшем увеличении шага свивки наружного слоя канат начал бы закручиваться при натяжении пол действием внутреннего слоя, мы ее не отмечали, поэтому правая граница заштрихованной области нанесена условно пунктиром.

Горизонтальная пунктирная линия отличает границу $P_{1сж}$ и σ_y , выше которой вероятно выпучивание наружу внутреннего слоя прядей в нижней части отвеса каната.

Предельное значение $\sigma_y = 3,69 \cdot 10^6$ Па вычислено для польского каната GIG $d = 55$ мм при длине отвеса 700 м, что соответствовало результатам опыта эксплуатации и нормативам горного ведомства Польши (см. выше раздел 3.3.2.).

Кривые 1, 2, 3 пересекаются на оси абсцисс при кратности свивки наружного слоя $K_2 = 12,5$.

При длине отвеса 500 м (кривая 1) нет опасности выпучивания внутреннего слоя. При длине отвеса 1000 м выпучивания не произойдет при $K_2 > 10,8$. При длине отвеса 1500 м (кривая 3) для безопасной эксплуатации каната необходимо свить наружный слой прядей с кратностью $K_2 > 11,5$. Чем

больше глубина ствола шахты (длина каната), тем уже диапазон возможных пределов изменения шага свивки наружного слоя относительно $K_2 = 12,5$, что соответствует уравновешенному канату.

В табл. 4.7 приведены вычисленные значения напряжений в проволоках прядей верхних сечений отвесов предлагаемых конструкций канатов. Поскольку канаты практически уравновешены, касательные и изгибные напряжения в проволоках на 2 порядка меньше напряжения растяжения, эквивалентные напряжения близки по величине к значениям напряжений в стержне $\sigma = \frac{\mu g l}{\sum F_i}$. Все проволоки в сечениях канатов нагружены практически одинаково.

Таблица 4.7 – Напряжения в проволоках и усилия в слоях прядей верхних сечений отвесов двухслойных канатов предлагаемых конструкций 1 – 18x7+6x19 $d = 41$ мм, 2 – 18x7+6x3 $d = 42$ мм при $l = 1000$ м (крепление без вертлюгов), кратность свивки наружного слоя $K_2 = 12$

Ка-нат	Слой прядей	Ряд проволок	$\sigma_p \cdot 10^7$, Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$, Па	$\sigma_s \cdot 10^7$, Па	P_i , Н	M_i , Нм	
I	1	С	10,7561	0,2942	0,0902	10,8461	34048	-128	
		1	10,5213	0,3441	0,1813	10,7022			
		2	10,0911	0,4723	0,2391	10,3301			
		3	9,9884	0,3612	0,1782	10,1673			
	2	С	11,0402	0,1250	0,4992	11,0902	37152	130	
		1	10,4681	0,3503	0,2891	10,7574			
II	1	С	10,4302	0,1083	0,0941	10,5241	34108	-134	
		1	10,3013	0,1033	0,1121	10,4192			
		2	10,1054	0,1382	0,1422	10,2473			
		3	10,0562	0,1051	0,1054	10,1611			
		4	9,6531	0,2584	0,2041	9,8573			
	2	С	10,9812	0,3861	0,2782	11,0081	36292	134	
		1		10,3990	0,2182	0,2931			10,6923

Если не заменять наружный слой прядей в канатах ГОСТ 16827-81 и ГОСТ 3088-80, то их наружный слой нужно навить с кратностью $K_2 = 16$, чтобы добиться уравновешенности слоев каната, а это практически сложно осуществить.

4.3 Некрутящиеся трехслойные канаты

Как видно из предыдущих рассуждений, нецелесообразно увеличивать число прядей во внешнем слое. В соответствии с зависимостями (2.4)–(2.16) направления свивки первого и второго слоев каната должно быть одинаковым и свивка должна быть односторонней. Наружный (третий) слой прядей каната должен иметь крестовую свивку, свит в направлении, противоположном свивке первых двух слоев, и должен состоять из возможно меньшего числа прядей. Поэтому за основу была принята конструкция польского 3-х слойного каната BN-77/5021 из 33 одинаковых прядей конструкции $16 \times 7(1+6) + 11 \times 7(1+6) + 6 \times 7(1+6) + \text{o.c.}$, но изменены направления свивки проволок и шаг свивки наружного слоя прядей: β_3+ , α_3- , β_2- , α_2- , β_1- , α_1- (рис. 4.1, б). Первый и второй слои прядей свиты с кратностью 6,5 и имеют одностороннюю свивку, наружный слой свит с кратностью 11 и имеет крестовую свивку.

Разработано с участием автора два типоразмерных ряда канатов указанной конструкции. Первый – из одинаковых проволок – ТУ 14-285-182-94 (Приложение 4) и второй, центральные проволоки прядей в котором на 10% толще проволок первого ряда – ТУ 14-285-181-94 (Приложение 5).

В качестве примера приведем результаты расчета напряженного состояния отвеса трехслойного каната $d = 49$ мм из одинаковых проволок. Канат имеет следующие геометрические параметры свивки: $r_1 = 2,5$ мм, $h = 75$ мм ($\alpha_{11} = \alpha_{21} = \alpha_{31} = -11,829^\circ$), $R_1 = 6,5$ мм, $H_1 = 134$ мм ($\beta_1 = -16,95025^\circ$), $R_2 = 14$ мм, $H_2 = 210$ мм ($\beta_2 = -22,72779^\circ$), но для третьего слоя $R_3 = 21$ мм, $H_3 = 588$ мм ($\beta_3 = -12,64763^\circ$).

Жесткостные параметры каната: (пряди всех слоев одинаковые)
 $a_{01} = a_{02} = a_{03} = 0,6830777 \cdot 10^7$ Н, $b_{01} = b_{02} = b_{03} = 3,956157$ Нм², $c_{01} = c_{02} =$
 $= c_{03} = -3026,994$ Нм, $g_{01} = g_{02} = g_{03} = 2,818691$ Нм², $A = 1,966798 \cdot 10^8$ Н,

$B = 4460,772 \text{ Нм}^2$, $C = -18809 \text{ Нм}$, $G = 93,01681 \text{ Нм}^2$, $\Delta = 8,769798 \cdot 10^{11} \text{ Н}^2\text{м}^2$,
 $B_k = \text{Нм}^2$, $K = -9,563484 \cdot 10^{-5} \text{ м}$.

Численные значения напряжений в проволоках верхнего сечения отвеса каната $l = 1000 \text{ м}$ при навеске каната без вертлюгов приведены в табл. 4.8, а характер распределения внутренних усилий в слоях прядей показан на рис. 4.3.

Таблица 4.8 – Напряжения и силовые факторы в верхнем сечении трехслойного каната предлагаемой конструкции $d = 49 \text{ мм}$ при $l = 1000 \text{ м}$ и навеске без вертлюга

Слой прядей	Ряд про-волоков	$\sigma_p \cdot 10^7$, Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$, Па	$\sigma_s \cdot 10^7$, Па	P_i , Н	M_i , Нм
1	С	10,2281	0,0101	0,1823	10,4102	19156	-45,3
	1	9,8092	0,0272	0,3551	10,1643		
2	С	9,4222	0,0132	0,1472	9,5682	31194	-194
	1	9,0381	0,0283	0,3063	9,3441		
3	С	10,7823	0,0132	0,1813	10,8002	54679	234
	1	10,3151	0,0062	0,2462	10,5611		

Как следует из данных табл. 4.8, уровень напряжений во всех проволоках каната одинаков, в основном это напряжения растяжения, уровень касательных напряжений на 4 порядка, а изгибных – на 3 порядка ниже уровня напряжений растяжения.

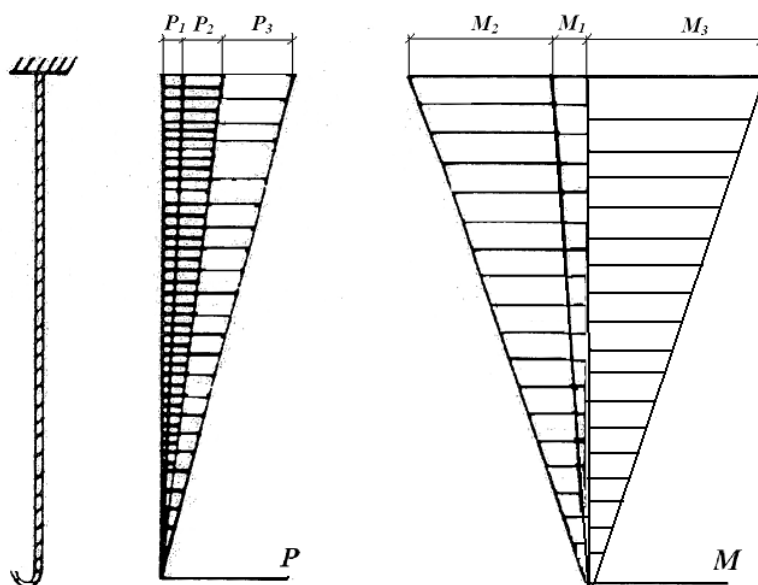


Рис. 4.3 – Распределение продольных усилий и крутящих моментов между слоями прядей в трехслойном некрутящем канате

В итоге можно считать обоснованными следующие преимущества предлагаемых конструкций некрутящихся уравнивающих канатов.

1. Отказ от необходимости применения вертлюгов для крепления канатов к подъемным сосудам, при этом устраняются экономические потери, связанные с их производством, контролем качества их изготовления, эксплуатацией.

2. Равнопрочность всех проволок каната обеспечит их максимально возможную долговечность.

4.4 Сравнительная долговечность круглопрядных уравнивающих канатов

Ниже приведены результаты расчетов по установлению сравнительной долговечности стальных уравнивающих канатов ряда типоразмеров отечественного и импортного производства, а также новых конструкций (двухслойный и трехслойный), обоснованных в настоящей работе.

Расчеты долговечности выполняли в соответствии с методикой, обоснованной в работах [51, 52], на основе результатов определения максимальных эквивалентных напряжений в проволоках канатов (глава 3), данных усталостных испытаний образцов проволок, динамики подъемной установки.

В соответствии с [51] долговечность уравнивающего каната определяется выражением

$$N = \frac{N_{\delta}}{n_1 n_2 n_3} \left(\frac{\sigma_{\text{эр}}}{\sigma_{\text{эmax}}} \right)^m, \quad (4.2)$$

где N_{δ} – значение базы усталостных испытаний образцов проволок в соответствии с линией регрессии, n_1, n_2, n_3 – коэффициенты, учитывающие понижение долговечности из-за медленности изменения нагрузки в рабочих режимах (по сравнению с режимом испытаний), наличия высокочастотной динамической нагрузки, накладываемой на основной цикл нагружения, разброса опытных данных (n_3) $\sigma_{\text{эр}}$ – максимальное эквивалентное напряжение

(ограниченный предел выносливости), соответствующее коэффициенту асимметрии цикла нагружения уравнивающего каната r , $\sigma_{\text{эmax}}$ – максимальное эквивалентное напряжение в проволоках каната, m – коэффициент линии регрессии.

При определении долговечности стального каната использована методика приведения напряжений к заданной асимметрии цикла [53], а также уравнение эмпирической линии регрессии, полученное на основе обработки данных усталостных испытаний стальной проволоки в условиях коррозионной среды [52].

Согласно [53] приведение данных испытаний проволоки при коэффициенте асимметрии цикла r к отнулевому циклу нагружения опасного сечения уравнивающего каната ($r = 0$) выполняется из соотношения

$$\frac{1-r}{2\frac{\sigma_{\text{e}}}{\sigma_r} - r - 1} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad (4.3)$$

где σ_{e} – предел прочности проволоки, σ_{-1} – предел усталости при симметричном цикле ($r = -1$), σ_0 – предел усталости при отнулевом (пульсирующем цикле) ($r = 0$).

В работе [51] получено уравнение эмпирической линии регрессии для стальной проволоки (диаметр $\delta = 1,62$ мм, предел прочности $\sigma_{\text{e}} = 19,2 \cdot 10^8$ Па) в условиях коррозионной среды в следующем виде

$$y = 8,95 - 2,02x, \quad (4.4)$$

где $y = \lg N_{\sigma}$, N_{σ} – число циклов до разрушения, $x = \sigma_{\text{огр}}$, $\sigma_{\text{огр}}$ – ограниченный предел усталости на базе N_{σ} при коэффициенте асимметрии цикла r .

В соответствии с этими уравнениями было получено: $m = 2,02$, $\sigma_{\text{эр}} = \sigma_0 = 3,132 \cdot 10^8$ Па; $n_1 = 3,5$; $n_2 = 3$; $n_3 = 1,37$; $N_{\sigma} = 2,7 \cdot 10^6$ циклов.

Далее расчет числа циклов до разрушения каната выполняли в соответствии с формулой (4.2) в зависимости от величины максимального эквивалентного напряжения в проволоках каната, величина которого определяется конструкцией каната и глубиной подъема (главы 3, 4.)

$$\sigma_{\varepsilon, \max} = \sigma_{\varepsilon} \frac{l}{1000} K_{\delta}, \quad (4.5)$$

где σ_{ε} – максимальные эквивалентные напряжения в проволоках верхнего сечения отвеса каната длиной 1000 м, вычисленные выше (см. главы 3, 4), K_{δ} – коэффициент, учитывающий динамические добавки усилий при трогании и стопорении подъемной установки, $K_{\delta} = 1,15$ по результатам наших экспериментов.

Формула (4.2) регламентирует число циклов N до разрушения наиболее нагруженной проволоки. В запас прочности и долговечности будем полагать, что это и есть долговечность каната.

Для удобного обозрения получаемых результатов по долговечности каната, установим срок службы каната в годах. Как показано в [52] максимально возможное число скипов, выдаваемое на поверхность многоканатной подъемной установкой в год определяется из выражения

$$N_c^* \approx \frac{15,2 \cdot 10^6}{0,1H + 30}, \quad (4.6)$$

где H – глубина подъема (имеет размерность метра). Число циклов изменения нагрузки в опасном (верхнем) сечении уравновешивающего каната

$$N_u^* = \frac{N_c^*}{2}, \quad (4.7)$$

так как за один цикл изменения нагрузки в указанном сечении подъемная установка выдает на поверхность два скипа.

Таким образом долговечность уравновешивающего каната в годах определяется выражением

$$N_{год} = \frac{2N}{N_c^*}, \quad (4.8)$$

где N – число циклов до разрушения, определяемое выражением (4.2).

На рис. 4.4 представлены графические зависимости долговечности круглопрядных уравновешивающих канатов от глубины подъема для

следующих конструкций канатов (линии 1–12 на рис. соответствуют указанным конструкциям):

Однослойный канат ГОСТ 7668-80, односторонней свивки, $d = 42$ мм.

Двухслойный малокрутящийся канат, ГОСТ 16828-81, $d = 30$ мм.

Двухслойный малокрутящийся канат, ГОСТ 16827-81, $d = 40$ мм.

Двухслойный малокрутящийся канат, ГОСТ 16828-81, $d = 50$ мм.

Двухслойный малокрутящийся канат, ГОСТ 16827-81, $d = 50$ мм.

Двухслойный малокрутящийся канат, ГОСТ 16827-81, $d = 60$ мм.

Двухслойный малокрутящийся канат, ГОСТ 16828-81, $d = 30$ мм.

Двухслойный малокрутящийся канат, ГОСТ 7668-81, крестовой свивки, $d = 42$ мм.

Двухслойный малокрутящийся канат, ГОСТ 16828-81, $d = 50$ мм.

Польский трехслойный малокрутящийся канат конструкции $16 \times 7 + 11 \times 7 + 6 \times 7 + \text{o.c.}$, $d = 49$ мм.

Двухслойный некрутящийся канат, предлагаемой в работе конструкции $18 \times 7 + 6 \times 36 + \text{o.c.}$, $d = 42$ мм.

Трехслойный некрутящийся канат, предлагаемой в работе конструкции $18 \times 7 + 11 \times 7 + 6 \times 7 + \text{o.c.}$, $d = 49$ мм.

Данные для польских двухслойных канатов GIG и двухслойных канатов ГОСТ 3088-80 находятся в зоне линий 3–9 для двухслойных канатов с 6 прядями в первом слое и 12 такими же прядями во втором слое.

Проанализируем результаты вычислений по установлению долговечности уравнивающих канатов указанных выше конструкций. Как следует из рисунка, наименьшую долговечность имеет однослойный канат по ГОСТ 7668-80 односторонней свивки.

Двухслойные малокрутящиеся канаты по ГОСТ 16827-81, ГОСТ 16828-81, ГОСТ 3088-80, а также двухслойные канаты производства Польши (линии 3–9 на рисунке) характеризуются близкими значениями долговечности во всем диапазоне глубин до 2000 м, и долговечность этих канатов на глубине 2000 м в среднем менее 2-х лет.

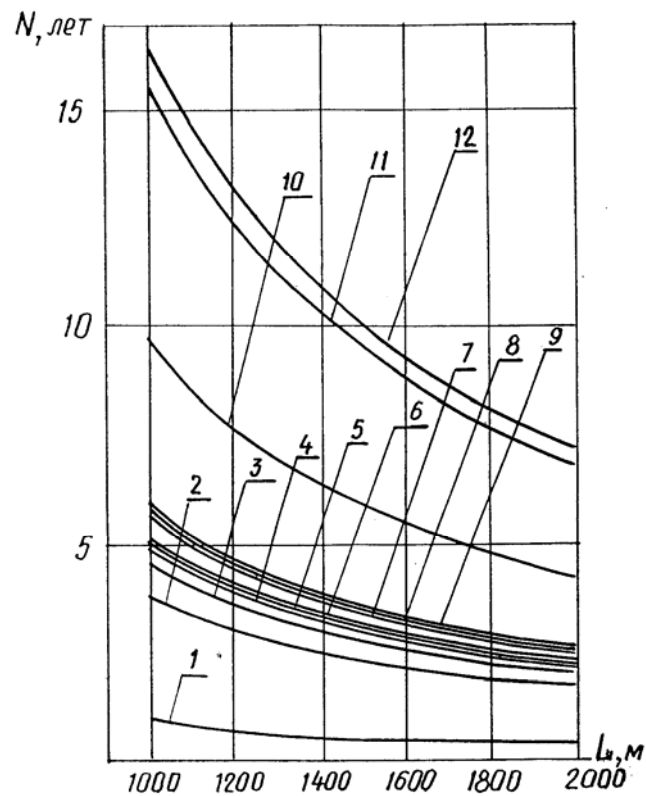


Рис. 4.4 – Графические зависимости долговечности круглых уравнивающих канатов разных конструкций от глубины подъема

Долговечность польского трехслойного каната (констр. 16x7+11x7+6x7+о.с) практически в 2 раза превышает долговечность двухслойных канатов и во много раз превышает долговечность однослойного каната по ГОСТ 7668-80 (односторонней свивки).

Предлагаемые в работе новые конструкции двухслойных и трехслойных уравнивающего канатов (линии 11 и 12 на рисунке) значительно (более, чем в 3 раза) превосходят долговечность двухслойных отечественных малокрытящихся канатов и в 1,7 раза долговечность польского трехслойного каната.

В настоящее время сталепроволочно-канатные заводы Украины – Харцизский и Одесский, а также всех стран СНГ, не имеют канатовьющих машин, позволяющих изготавливать трехслойные канаты и двухслойные канаты с 18 прядями в наружном слое диаметрами более 40 мм и длинами свыше 1500 м. С целью уменьшения затрат валюты на закупку канатов предлагается строительство нового цеха на Харцизском СПКЗ с укомплектованием его оборудованием для производства предлагаемых конструкций канатов.

4.5 Выводы и рекомендации

В работе обоснованы математические модели напряженно-деформированного состояния шахтных многослойных уравнивающих канатов, усталостного разрушения каната, которые позволили определить максимальные эквивалентные напряжения в проволоках каната в зависимости от конструкции и глубины подъема и с учетом этих напряжений установить прогнозируемую долговечность каната.

Были проанализированы следующие конструкции канатов:

Однослойные по ГОСТ 7668-80, $d = 42$ мм, крестовой и односторонней свивки.

Двухслойные малокрутящиеся ГОСТ 16827-81 ($d = 40; 50; 60$ мм), ГОСТ 16828-81 ($d = 30; 20; 50$ мм), ГОСТ 3088-80 ($d = 41; 52; 59,5$ мм), производства Польши конструкции GIG 6x16+12x16+A₀, $d = 55$ мм.

Трехслойные малокрутящиеся производства Польши конструкции 6x7+11x7+16x7+A₀, $d = 49$ мм.

Исследовано влияние длины отвеса, момента трения в вертлюжном прицепном устройстве на величины напряжений в проволоках канатов. Установлено, что напряжения в канатах пропорциональны длине отвеса каната, при этом величина коэффициента трения в подшипниках вертлюга в довольно широких пределах незначительно изменяет напряженно-деформированное состояние двух и трехслойных малокрутящихся канатов. В указанных конструкциях канатов напряжения от изгиба и кручения проволок составляет 2-5% от величины напряжений растяжения.

Установлено, что в многослойных канатах в нижнем сечении у петли ($x = 0$) в прядях внутреннего слоя возникают отрицательные продольные усилия, а поскольку пряди на сжатие не работают, это приводит к выходу наружу прядей внутреннего слоя прядей и расслоению канатов.

В однослойных канатах двойной свивки по ГОСТ 7668-80 вследствие значительных деформаций кручения происходит перераспределение усилий между отдельными проволоками в поперечном сечении. При этом

перегруженными (более, чем в 4,7 раза по отношению к средним напряжениям) оказываются центральные проволоки прядей у канатов односторонней свивки. У однослойных канатов крестовой свивки перегружены (в 1,8 раза) проволоки в наружных рядах прядей.

Максимальные эквивалентные напряжения в проволоках верхнего сечения каната при длине каната $x = l = 1000$ м составляют:

- для однослойных ГОСТ 7668-80 крестовой свивки $\sigma_y = 1,85 \cdot 10^8$ Па, односторонней свивки $\sigma_y = 4,66 \cdot 10^8$ Па;
- для двухслойных ГОСТ 16828-81, ГОСТ 16827-81, ГОСТ 3088-80, польских двухслойных $\sigma_y = (1,86 - 2,06) \cdot 10^8$ Па (в зависимости от конструкции);
- для трехслойных канатов конструкции $16x7+11x7+6x7+o.c.$ $\sigma_y = 1,4 \cdot 10^8$ Па.

На основе этих исследований были разработаны новые конструкции многослойных некрутящихся канатов:

- двухслойные конструкций $18x7+6x19+o.c.$ и $18x7+6x36+o.c.$;
- трехслойные конструкции $16x7+11x7+6x7+o.c.$

Для этих канатов σ_y составляет величину $\approx 1,1 \cdot 10^8$ Па, т.е. практически в два раза меньше, чем для отечественных и польских двухслойных конструкций.

Выполнен сравнительный анализ долговечности уравнивающих канатов указанных выше конструкций, на основании чего можно сделать следующие выводы:

1) Установлено, что наименьшую долговечность имеет однослойный канат по ГОСТ 7668-80 односторонней свивки. Двухслойные малокрутящиеся отечественные канаты ГОСТ 16827-81, 16828-81, 3088-80, а также производства Польши, характеризуются близкими значениями долговечности во всем диапазоне глубин до 2000 м.

2) Предлагаемые в работе новые конструкции двухслойного и трехслойного уравнивающих канатов значительно (более, чем в 3 раза)

превосходят долговечности двухслойных отечественных малокрутящихся канатов и в 1,7 раза долговечность польского трехслойного каната.

3) Для указанных конструкций канатов не возникают отрицательных продольных усилий в прядях внутреннего слоя, т.е. не возникает причин расслоения канатов.

4) Вследствие практически полной скомпенсированности крутящего момента в сечениях канатов последние могут эксплуатироваться без вертлюжных подвесных устройств.

5) Рекомендовать предлагаемые конструкции некрутящихся круглопрядных уравнивающих канатов к производству на отечественных канатных заводах, что освободит Украину от валютных затрат на закупку канатов за рубежом и позволит наладить экспорт канатов вследствие их более высоких эксплуатационных показателей.

5 НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПЛОСКИХ РТК НА БАЗЕ ТРОСОВ БОЛЬШИХ ДИАМЕТРОВ

Стальные тросы, завулканизированные в резину, несут нагрузку собственного веса РТК. При выборе каната для навески основными критериями является погонный вес РТК, который должен соответствовать погонному весу подъемных канатов и коэффициент запаса прочности n , равный отношению разрывного усилия к действительной максимальной нагрузке, равной весу отвеса каната максимальной длины. Правила безопасности [34] требуют, чтобы $n \geq 5,5$, а для глубоких шахт (>1000 м) для РТК первого поколения $n \geq 5$ [14].

Назначенный коэффициент безопасности определен опытом эксплуатации и приближенностью прочностных расчетов. Среднее напряжение растяжения в проволоках каната оценивается отношением нагрузки к суммарной площади поперечного сечения проволок каната. А это не соответствует действительности, о чем свидетельствуют расслоения канатов, разрушение сердечника, и т.д. При нарушении целостности отдельных проволок или тросов происходит неравномерное перераспределение усилий между оставшимися целыми элементами. Упрощенный расчет напряжений становится неприемлемым. Необходимо рассмотреть механизм распределения усилий и деформаций РТК как резино-металлического агрегата, чтобы надежно прогнозировать его работу и долговечность.

В настоящей главе на основе математических моделей напряженно-деформированного состояния целых и поврежденных РТК, их долговечности обоснованы конструктивные параметры резинотросовых канатов двух типов: РТК-1 и РТК-2 с армирующими оцинкованными тросами большого диаметра (рис. 5.1, рис. 5.2)

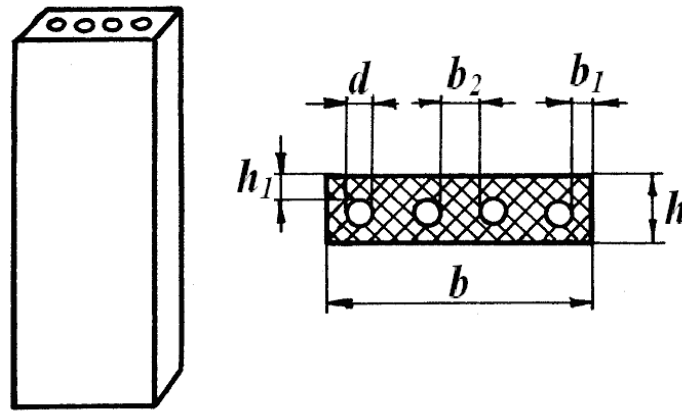


Рис. 5.1 – Резинотросовый полностью обрешиненный канат РТК-1

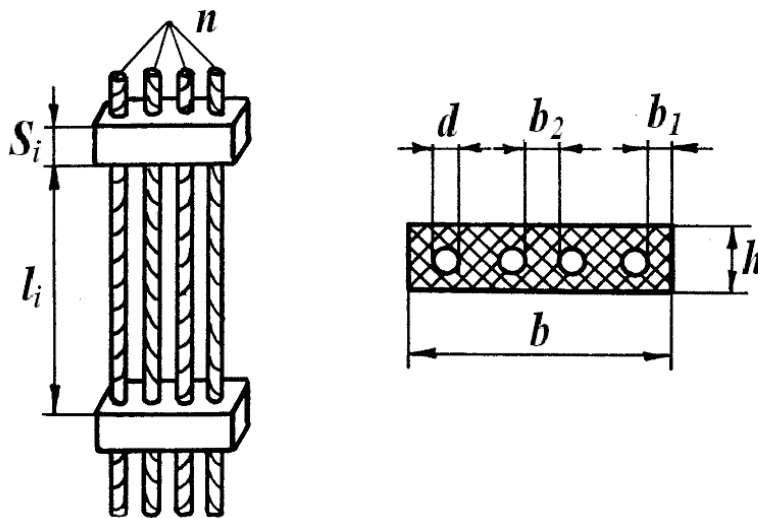


Рис. 5.2 – Резинотросовый частично обрешиненный канат РТК-2

5.1 Конструкция и параметры металлотросов для РТК

В качестве армирующих тросов РТК, ориентируясь на опыт конструирования резинотросовых канатов в Польше (фирма SAG) [18, 19] и в Германии (фирма ARBED) [55], была обоснована конструкция канатов двойной крестовой свивки типа ЛК-Р $6 \times 19(1+6+6/6)+1 \times 19(1+6+6/6)$. С целью уменьшения крутимости каната, для уменьшения неравномерности распределения нагрузки между проволоками и для увеличения таким образом долговечности каната изменен шаг свивки каната с кратности $K = 6,5$ до кратности $K = 10$. Кратность свивки прядей принята $K_{\text{п}} = 9$, что соответствует ГОСТ 3241-91. Кратность свивки сердечника принята $K_c = 8$.

Конструкция каната проста и технологична в изготовлении проволоки канатов имеют максимально возможный диаметр, изгибная жесткость ненапрянутого каната обеспечит ширину петли в зумпфовой части ствола не более 2,5 м.

Геометрические размеры проволок канатов диаметров от 15 мм до 28,5 мм приведены в ТУ 14-285-159-92, разработанных нами совместно с Харцизским АО «Силур» и Одесским АО «Стальканат». Поперечное сечение каната показано на рис. 5.3.

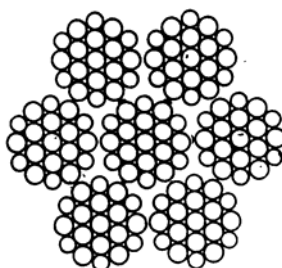


Рис. 5.3 – Поперечное сечение армирующих тросов для РТК (ТУ 14-285-159-92)

Необходимые для численных оценок напряженно-деформированного состояния и долговечности РТК геометрические и жесткостные параметры тросов диаметром $d = 20,5$ мм и $d = 25$ мм при кратностях свивки $K = 6,5$ и $K = 10$ приведены в табл. 5.1, табл. 5.2.

Таблица 5.1 – Геометрические параметры канатов ТУ 14-285-159-92, конструкции $6 \times 19(1+6+6/6)+1 \times 19(1+6+6/6)$, принятых к рассмотрению

d , мм	ρ , кг/м	ΣF_i мм ²	Параметры сердечника					Параметры пряди					
			δ_c , мм	δ_k , мм	r_k , мм	h_k , мм	α_k , град	δ_c мм	δ_k , мм	r_k , мм	h_k мм	α_k , град	
20,5	1,63	199	1,6	1,5	1,55	63	8,79	1,5	1,40	1,45	59	-8,72	
				1,6	2,70				1,50	2,55			-15,09
				1,2	2,90				1,15	2,73			
25,0	2,48	290	2,0	1,8	1,90	88	-7,9	1,8	1,7	1,75	72	-8,68	
				1,9	3,90				1,8	3,10			-15,14
				1,5	4,15				1,4	3,30			

Примечание: канат $d = 20,5$ мм имеет радиус свивки прядей $R = 6,8$ мм,

углы свивки $\beta = 18,06^\circ$ при $K_k = 6,5$; $\beta = 11,94^\circ$ при $K_k = 10$;

канат $d = 25,0$ мм имеет радиус свивки прядей $R = 8,9$ мм,

углы свивки $\beta = +18,41^\circ$ при $K_k = 6,5$; $\beta = 12,23^\circ$ при $K_k = 10$.

Таблица 5.2 – Жесткостные параметры канатов ТУ 14-285-159-92

d , Мм	Параметры сердечника/пряди				Параметры каната $K_K = 6,5 / K_K = 10$		
	$a_0 \cdot 10^7$, Н	e_0 , Нм ²	c_0 , Нм	q_0 , Нм ²	$A \cdot 10^7$, Н	B , Нм ²	C , Нм
20,5	0,6115840	2,995892	-3228,01	0,914266	3,38795	95,6781	45909,6
	0,5409641	2,362514	-2702,95	0,711082	3,64710	36,9044	25930,0
25,0	0,9636006	9,30184	-7177,43	2,273698	4,99565	258,076	90489,21
	0,7902756	5,06702	-4785,63	1,511673	5,38389	102,6476	52558,7

Продолжение табл. 5.2

d , мм	Параметры каната $K_K = 6,5 / K_K = 10$			
	$\Delta \cdot 10^9$, Н ² м ²	B_K , Нм ²	$K \cdot 10^{-3}$, м	G , Нм ²
20,5	1,13383	33,4666	1,355	5,1807
	0,67357	18,4688	0,711	
25,0	4,70429	94,1677	1,811	11,3437
	2,76401	51,3385	0,9762	

5.2 Продольно-крутильные деформации тросов и напряженное состояние резиновой оболочки неповрежденного РТК-1

Резинотросовый канат представляет собой систему параллельных металлотросов, заключенных в резиновую оболочку (рис. 5.4, а). С целью уравнивания РТК от кручения используется парное число тросов левой и правой свивки.

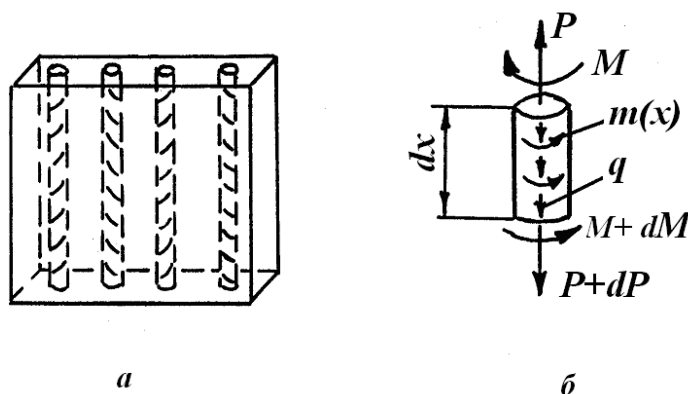


Рис. 5.4 – Расчетная схема для исследования кручения тросов в РТК:
а – элемент РТК; б – элемент армирующего троса

Трос, как многопроволочная витая конструкция моделируется как естественно-закрученный стержень. При натяжении РТК происходит раскручивание тросов, что обуславливает появление крутящих моментов в

сечениях тросов и дополнительных напряжений в резиновой матрице. Ниже выполнена оценка величин указанных моментов и напряжений.

При решении задачи принято, что реакция резиновой матрицы при кручении тросов пропорциональна углу поворота троса ν и направлена противоположно углу поворота троса, подобно гипотезе Винклера, используемой при расчете балок на упругом основании.

Условие равновесия выделенного элемента троса длиной dx (рис. 5.4, б) имеет вид:

$$\begin{aligned} \text{а) } \frac{dP}{dx} &= -q; \\ \text{б) } \frac{dM}{dx} &= -m(x), \end{aligned} \quad (5.1)$$

где P , M – продольное усилие и крутящий момент в сечении троса, q – вес единицы длины троса и резиновой матрицы, приходящейся на 1 трос $q = (\rho_p + \rho_{тр})g$, $m(x)$ – интенсивность распределенной по длине троса реакции резиновой матрицы при кручении троса,

$$m(x) = -C_p \nu(x), \quad (5.2)$$

где C_p – коэффициент жесткости резиновой матрицы [36].

Продольное усилие и крутящий момент в сечениях троса определяются выражениями (2.10), которые запишем в ином виде, сделав замену переменной

$$u_0 = u + k\nu, \quad (5.3)$$

тогда

$$\text{а) } P = A \frac{du_0}{dx}, \quad \text{б) } M = kA \frac{du_0}{dx} + B_k \frac{d\nu}{dx}. \quad (5.4)$$

В выражении (5.4, б) первое слагаемое представляет момент раскрутки, а второе – момент упругих сил. Подставляя (5.4) в (5.1), получим следующие дифференциальные уравнения равновесия троса РТК:

$$A \frac{d^2 u_0}{dx^2} = -q, \quad kA \frac{d^2 u_0}{dx^2} + B_k \frac{d^2 \nu}{dx^2} = C_p \nu. \quad (5.5)$$

Располагая начало отсчета координаты x в верхнем сечении уравновешивающего РТК у прицепного устройства, сформулируем граничные условия

$$\begin{aligned} x=0 \quad & 1) u_0(0) = 0; \quad 2) v(0) = 0; \\ x=l \quad & 3) \frac{du_0(l)}{dx} = 0; \quad 4) \frac{dv(l)}{dx} = 0. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Интегрированием (5.5) с учетом (5.6), получим

$$v(x) = -\frac{kq}{C_p} \left(\frac{sh\eta l}{ch\eta l} sh\eta x - ch\eta x + 1 \right), \quad (5.7)$$

где $\eta = \sqrt{\frac{C_p}{B_k}}$.

В работе [56] показано, что жесткость резиновой матрицы достаточно велика ($C_p > 100$ Н), кроме того, реальные длины канатов $l \gg 10$ м, поэтому можно принять $sh\eta l = ch\eta l$.

$$v(x) = -\frac{kq}{C_p} (sh\eta x - ch\eta x + 1). \quad (5.8)$$

На малом отрезке $x < 1$ м от верхней опоры $v(x)$, будет изменяться от 0 до максимального значения

$$v_{\max} = -\frac{kq}{C_p}, \quad (5.9)$$

оставаясь далее неизменным по длине отвеса РТК. Это означает, что резиновая матрица РТК воздействует на трос с распределенной моментной нагрузкой постоянной интенсивности

$$m(x) = -C_p v(x) = kq, \quad (5.10)$$

что получается при подстановке (5.9) в (5.2).

Полученный результат можно интерпретировать следующим образом: касательные напряжения τ в резиновой матрице РТК вследствие кручения тросов не будут изменяться по длине отвеса и не зависят от длины РТК. Максимальные значения касательных напряжений могут быть оценены как для

резинометаллического шарнира. По цилиндрической поверхности контакта элемента троса длиной dx с резиной действуют напряжения

$$\tau = \frac{mdx}{\pi d dx \frac{d}{2}} = \frac{2kq}{\pi d^2}. \quad (5.11)$$

Таким образом, касательные напряжения в резине, вызываемые кручением тросов, зависят только от параметров троса. Если бы вместо тросов в резине находилась проволока, для которой коэффициент раскрутки $k = 0$, то касательные напряжения в резине не возникали бы. Из формулы (5.11) следует, что τ пропорциональны диаметру троса, поскольку k пропорционально d , а q – пропорционально d^2 .

Оценим величины касательных напряжений для конкретной конструкции РТК-1 с тросом $d = 20,5$ (ТУ 14-285-159-92) $\rho_T + \rho_P = 1,63$ кг/м, при кратности свивки каната 6,5 $k = 1,355 \cdot 10^{-3}$ м, получаем $\tau_{\max} = 65,4$ Па, а при кратности свивки каната 10 при $k = 0,711 \cdot 10^{-3}$ м $\tau_{\max} = 34,4$ Па.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Тросы РТК-1 практически по всей длине отвеса не имеют деформации кручения.
2. В резине, удерживающей тросы от кручения, возникают касательные напряжения на поверхности контакта с тросом, зависящие от диаметра троса, массы единицы длины РТК, приходящейся на один трос, коэффициента раскрутки троса.
3. Численные значения величин касательных напряжений в резине вследствие кручения тросов незначительны (< 100 Па).

5.3 Продольно-крутильные деформации тросов и напряженное состояние резиновых перемычек РТК-2

В РТК-2 парное число тросов левой и правой свивки соединяются привулканизованными резиновыми перемычками (рис. 5.5). Использование металлических перемычек не дает преимуществ по сравнению с плоскими металлическими канатами, в которых стренги соединяются тонким тросом-ушивальником или металлическими заклепками. В местах контакта металлических тросов с ушивальником (заклепками, перемычками) происходит быстрое разрушение оцинкованного покрытия проволок и интенсивная их коррозия.

Рассмотрим продольно-крутильные деформации троса РТК-2 (рис. 5.5, а), соединенного с соседними параллельными тросами n перемычками длиной S_i . Естественно предположить, что на завулканизированную часть троса действует распределенная внешняя нагрузка $m(x)$, препятствующая ее повороту (рис. 5.5, в), определяемая (5.2).

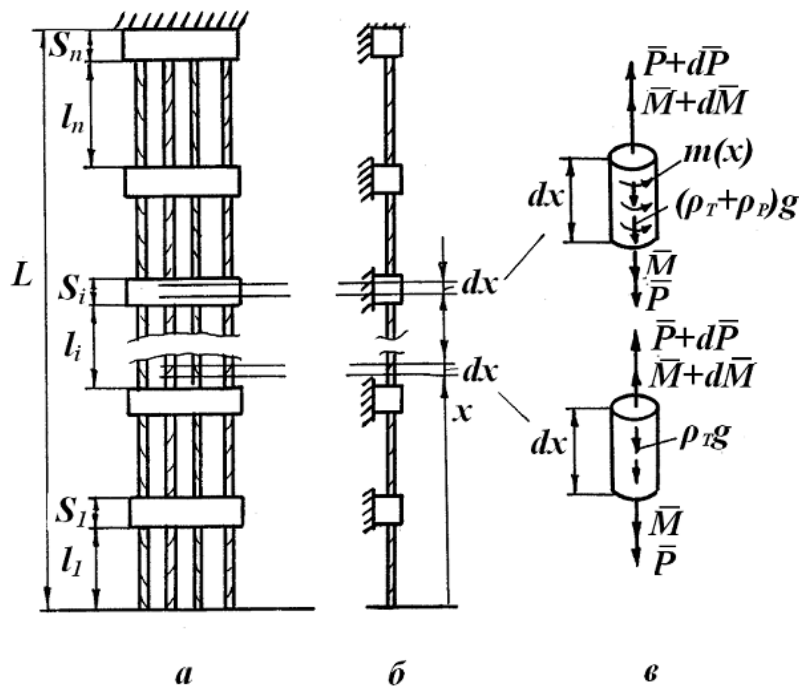


Рис. 5.5 – Резинотросовый частично обрешиненный канат:
 а – схема каната; б – расчетные схемы

С учетом принятой гипотезы и выбранного направления отсчета для i -го необрезиненного и обрезиненных участков каната дифференциальные уравнения продольно-крутильных деформаций будут иметь вид:

а) для необрезиненной части троса

$$\text{а) } A \frac{d^2 u_{li}}{dx^2} = \rho_T g, \quad \text{б) } kA \frac{d^2 u_{li}}{dx^2} + B_k \frac{d^2 v_{li}}{dx^2} = 0, \quad (5.12)$$

б) для обрезиненной части троса

$$\text{а) } A \frac{d^2 u_{si}}{dx^2} = (\rho_T + \rho_p) g, \quad \text{б) } kA \frac{d^2 u_{si}}{dx^2} + B_k \frac{d^2 v_{si}}{dx^2} = C_p v_{si}, \quad (5.13)$$

где u_{li} , u_{si} , v_{li} , v_{si} – продольное без учета раскручивания и угловое перемещения сечений троса на участках l_i и S_i троса.

Решения уравнений (5.12) и (5.13) должны удовлетворять условиям совместности перемещений и неразрывности троса:

$$\text{при } x = L_H + l_i \quad u_{li} = u_{si}, \quad v_{li} = v_{si},$$

$$\frac{du_{li}}{dx} = \frac{du_{si}}{dx}, \quad \frac{dv_{li}}{dx} = \frac{dv_{si}}{dx}, \quad (5.14)$$

где $L_H = \sum_{i=1}^{i-1} l_i + \sum_{i=1}^{i-1} S_i$ – длина нижней части троса, и граничным условиям:

$$\text{при } x = 0 \quad \frac{du}{dx} = 0; \quad \frac{dv}{dx} = 0;$$

$$\text{при } x = L \quad u = 0, \quad v = 0. \quad (5.15)$$

Для упрощения задачи и в связи с необходимостью определения размеров S_i перемычек, обеспечивающих надежное от прокручиваний закрепление тросов, будем считать перемычки невесомыми жесткими на вращение опорами, тогда для i -го участка троса дифференциальные уравнения деформации (5.13, б) следует интегрировать с условиями по координате v :

$$\text{при } x_i = 0 \quad v = 0;$$

$$\text{при } x_i = l_i \quad v = 0, \quad (5.16)$$

где x_i – новая координата x , начало которой совпадает с началом i -го участка.

Интегрированием (5.13, б) с учетом (5.16) получаем

$$\theta = \frac{dv_{li}}{dx_i} = \frac{k\rho_T g}{B_k} \left(\frac{l_i}{2} - x_i \right), \quad (5.17)$$

$$v_{li} = \frac{k\rho_T g}{2B_k} (l_i - x_i)x_i. \quad (5.18)$$

Особенностью полученного результата является то, что угловая деформация рассматриваемого i -го участка каната не зависит от веса нижележащей части каната и пропорциональна длине пролета между опорами l_i . Этот результат аналогичен зависимостям, определяющим угловую деформацию отвеса подъемного каната с сосудом, закрепленным в направляющих [57, 58]. Для демонстрации указанной аналогии на рис. 5.6 и рис. 5.7 представлена отвесы подъемного каната и трос РТК-2 соответственно. Показаны эпюры изменения по длине отвесов продольных сил P , крутящих моментов M , момента раскрутки M_p и момента упругих сил M_y , угловой деформации θ и углов поворотов сечений тросов ν .

Для определения внешнего момента, приложенного к тросу промежуточной перемышкой, воспользуемся следующими рассуждениями. Поскольку внешние моменты прикладываются к отвесу троса по концам (рис. 5.6), крутящий момент в сечениях троса должен быть неизменным по длине пролета и равным моменту в опоре [58]

$$M = k \left(Q + \frac{\rho g l}{2} \right). \quad (5.19)$$

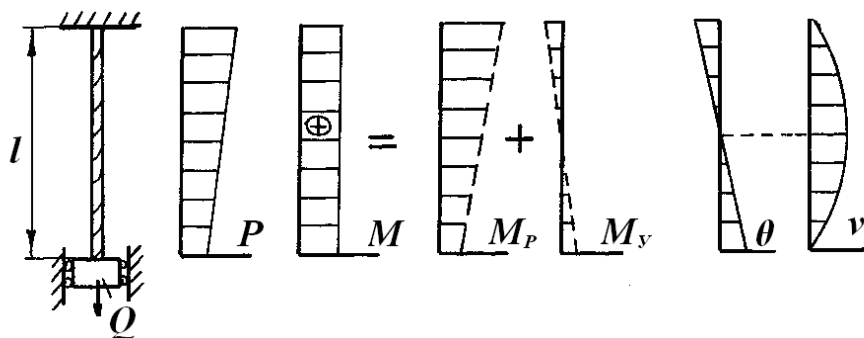


Рис. 5.6 – Силовые факторы в отвесе подъемного каната и его угловые деформации

Для i -го пролета между накладками получим аналогичный результат

$$M_i = k \left(Q_H + \frac{\rho g l_i}{2} \right), \quad (5.20)$$

где Q_H – вес нижележащей части троса.

Для $i+1$ пролета можем записать по аналогии с учетом теперь веса нижележащего i -го пролета:

$$M_{i+1} = k \left(Q_H + \rho_T g l_i + (\rho_T + \rho_p) g S_i + \frac{\rho_T g l_{i+1}}{2} \right). \quad (5.21)$$

Разность M_{i+1} и M_i определяет добавку от момента внешней промежуточной опоры M_d (рис. 5.7)

$$M_d = \frac{kg}{2} (\rho_T (l_i + 2S_i + l_{i+1}) + \rho_p 2S_i). \quad (5.22)$$

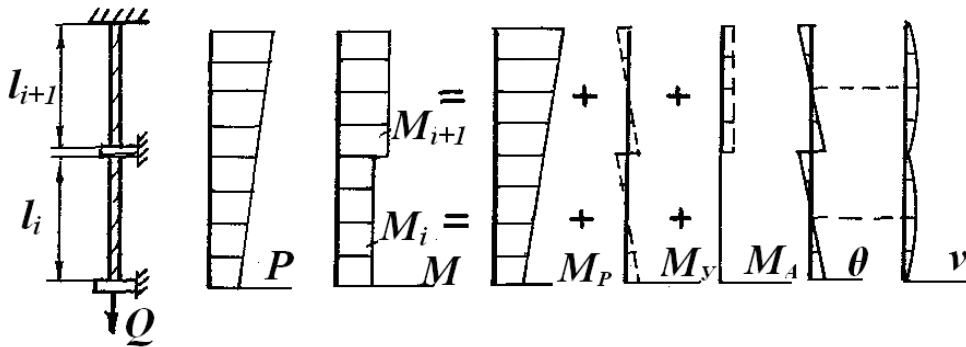


Рис. 5.7 – Силовые факторы в тросе РТК-2 и его угловые деформации

Найденное значение момента, прикладываемого перемычкой к тросу, позволит оценить максимальные значения касательных напряжений в ней. Представим трос с резиновой перемычкой цилиндрическим резинометаллическим шарниром длины S_i , диаметром d_T – равным диаметру троса, тогда

$$\tau = \frac{2M_d}{\pi d_T^2 S_i} = \frac{kg (\rho_T (l_i + 2S_i + l_{i+1}) + \rho_p 2S_i)}{\pi d_T^2 S_i}. \quad (5.23)$$

При длинах необрезиненных частей троса $l_i \rightarrow 0$ и $l_{i+1} \rightarrow 0$ получаем выражение для касательных напряжений в резине сплошного РТК-1 (5.11).

Выражение (5.23) позволяет оценить предельные размеры S_i , l_i , l_{i+1} по параметрам троса и допускаемым напряжениям $[\tau]$, или их соотношение. Для РТК-2 с постоянным шагом расположения накладок ($l_i = l_{i+1}$), получаем:

$$\frac{l_i}{S_i} \leq \frac{[\tau]\pi d_T^2}{2kg\rho_T} - \frac{\rho_T + \rho_p}{\rho_T}. \quad (5.24)$$

Оценим численные значения $\frac{l_i}{S_i}$ для конкретных параметров троса $d = 25$ мм (ТУ 14-258-159-92) из табл. 5.2, принимаем $[\tau] = 3 \cdot 10^4$ Па, $\rho_p \approx \rho_T$, поскольку это не плотность, а масса резины на 1 м троса.

$$\frac{l_i}{S_i} \leq \frac{3 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 25^2 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 1,811 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 \cdot 2,48} - 2 = 660,$$

$$\frac{l_i}{S_i} \leq 660, \quad \text{т.е. при } S_i = 1 \text{ м} \quad l_i \leq 660 \text{ м.}$$

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что деформации кручения троса в конструкции РТК-2, закрепленного в верхнем сечении жестко, не вызывают существенных касательных напряжений в резиновых перемычках и их размеры и соотношение $\frac{l_i}{S_i}$ должны выбираться из других соображений, например, по результатам исследования динамики движения каната переменной плотности в петле (см. главу 6).

5.4 Напряженное состояние тросов неповрежденных РТК-1 и РТК-2

По методике, описанной в 3 главе, было исследовано напряженно-деформированное состояние тросов РТК-1 и РТК-2 диаметром 20,5 и 25 мм ТУ 14-285-159-92 при кратностях свивки тросов 6,5 и 10. Учет действия на тросы распределенной нагрузки от резиновой матрицы осуществлялся следующим образом. Погонный вес троса увеличивался на величину веса резины, приходящегося на 1 трос, а распределенная по поверхности троса моментная нагрузка постоянной интенсивности, фактически удерживающая трос от

кручения, учитывалась в виде условия – угловая деформация троса $\theta = 0$ по всей длине каната. Принималось, что в 1-ом погонном метре РТК-1 масса резины составляет 53,8 %, в РТК-2 – 7 %. Установлено, что усилия и напряжения в проволоках линейно изменяется по длине отвеса каната от нулевых значений для нижнего сечения до максимальных значений в верхнем сечении отвеса каната.

В табл. 5.3 приведены значения максимальных напряжений в проволоках верхних сечений тросов $d = 20,5$ мм РТК-1 при длине отвеса 1000 м.

Таблица 5.3 – Напряжения в проволоках верхних сечений армирующих тросов $d = 20,5$ мм РТК-1 (53,8 % резины) при $l = 1000$ м и кратностях свивки тросов 6,5 и 10

Кратность свивки	Часть каната	Ряд проволоки	$\sigma_p \cdot 10^7$, Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$, Па	$\sigma_\varepsilon \cdot 10^7$, Па
6,5	серд.	С	21,6946	0	0	21,6946
		1	21,1882	-0,0148	0,2393	21,6946
		2	20,2278	-0,0436	0,4052	20,6332
		3	20,0199	-0,0370	0,3197	20,3397
	пряди	С	19,6087	0,0271	0,2079	19,8167
		1	19,1384	0,0111	0,4122	19,5506
2		18,2208	-0,0158	0,5651	18,7860	
10	серд.	С	20,1530	0	0	20,1530
		1	19,6826	-0,0137	0,2223	19,9049
		2	18,7905	-0,0405	0,3764	19,1671
		3	18,5973	-0,0344	0,2970	18,8944
	пряди	С	19,2900	0,0077	0,0911	19,3811
		1	18,8410	-0,0060	0,2937	19,1348
		2	17,9653	-0,0320	0,4415	18,4068
		3	17,7916	-0,0282	0,3504	18,1421

Обозначено σ_p , τ , σ_u , σ_ε – соответственно максимальные растягивающие, касательные, изгибные и эквивалентные напряжения в проволоках тросов.

Для оценки величин напряжений в тросах РТК-2 было выполнено исследование их напряженно-деформированного состояния при $l_i = 10$ м, при использовании армирующих тросов $d = 20,5$ мм и $d = 25$ мм, ТУ 14-285-159-92.

Результаты расчета напряжений в верхних сечениях отвеса РТК длиной 1000 м приведены в табл. 5.4 и 5.5.

Таблица 5.4 – Напряжения в проволоках верхних сечений армирующих тросов $d = 20,5$ мм РТК-2 (7 % резины) при $l = 1000$ м и кратностях свивки тросов 6,5 и 10

Кратность свивки	Часть каната	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$, Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$, Па	$\sigma_s \cdot 10^7$, Па
6,5	серд.	С	10,7233	0	0	10,7233
		1	10,4730	-0,0073	0,1183	10,5913
		2	9,9983	-0,0216	0,2003	10,1987
		3	9,8955	-0,0183	0,1580	10,0536
	пряди	С	9,6923	0,0134	0,1028	9,7951
		1	9,4598	0,0055	0,2038	9,6636
2		9,0063	-0,0078	0,2793	9,2856	
10	серд.	С	9,9613	0	0	9,9613
		1	9,7288	-0,0067	0,1009	9,8387
		2	9,2879	-0,0201	0,1861	9,4740
		3	9,1924	-0,0169	0,1468	9,3392
	пряди	С	9,5347	0,0038	0,0450	9,5798
		1	9,3129	-0,0029	0,1452	9,4580
		2	8,8799	-0,0158	0,2182	9,0982
		3	8,7941	-0,0139	0,1732	8,9674

Таблица 5.5 – Напряжения в проволоках верхних сечений армирующих тросов $d = 25$ мм РТК-2 (7 % резины) при $l = 1000$ м и кратностях свивки тросов 6,5 и 10

Кратность свивки	Часть каната	Ряд про- волока	$\sigma_p \cdot 10^7$, Па	$\tau \cdot 10^7$, Па	$\sigma_u \cdot 10^7$, Па	$\sigma_s \cdot 10^7$, Па
6,5	серд.	С	11,0556	0	0	11,0556
		1	10,8463	-0,0056	0,1001	10,9463
		2	10,2634	-0,0209	0,1886	10,4521
		3	10,1670	-0,0175	0,1477	10,3147
	пряди	С	9,9529	0,0134	0,1004	10,0533
		1	9,7163	0,0055	0,2054	9,9218
2		9,2451	-0,0082	0,2807	9,5258	
10	серд.	С	10,2584	0	0	10,2584
		1	10,0642	-0,0052	0,0928	10,1570
		2	9,5233	-0,0194	0,1750	9,6984
		3	9,4339	-0,0162	0,1370	9,5709
	пряди	С	9,7981	0,0039	0,0445	9,8425
		1	9,5720	-0,0030	0,1478	9,7198
		2	9,1216	-0,0162	0,2212	9,3428
		3	9,0383	-0,0144	0,1778	9,2162

Анализ напряженного состояния верхних сечений тросов РТК-1 и РТК-2 по результатам расчетов и данным табл. 5.3–5.5 позволяет сделать следующие выводы:

1. В проволоках тросов РТК-1 уровень напряжений в верхних сечениях отвесов канатов почти в 2 раза выше, чем в тросах РТК-2 ($20,1530 \cdot 10^7$ Па и $9,5798 \cdot 10^7$ Па при длинах отвесов 1000 м и кратности свивки тросов 10).

2. Наиболее нагруженным элементом тросов является центральная проволока сердечника, при этом отличие уровней максимальных напряжений в центральных проволоках сердечника и прядей составляет:

- в РТК-1, РТК-2 при кратности свивки тросов 6,5 – 8,65%,
- в РТК-1, РТК-2 при кратности свивки тросов 10 – 3,83%.

3. Вследствие ограничения резиной угловых деформаций тросов, уровень максимальных напряжений в проволоках сердечника и прядей отличается незначительно:

- в сердечнике РТК-1 при кратности свивки тросов 6,5 – 6,24%,
- в сердечнике РТК-1 при кратности свивки тросов 10 – 6,35%,
- в прядях РТК-1 при кратности свивки тросов 6,5 – 7,09%,
- в прядях РТК-1 при кратности свивки тросов 10 – 6,39%,
- в сердечнике РТК-2 при кратности свивки тросов 6,5 – 6,24%,
- в сердечнике РТК-2 при кратности свивки тросов 10 – 6,22%,
- в прядях РТК-2 при кратности свивки тросов 6,5 – 6,22%,
- в прядях РТК-2 при кратности свивки тросов 10 – 6,4%.

4. Увеличение шага свивки армирующих тросов (с кратности свивки 6,5 до 10) снижает уровень максимальных напряжений в центральной проволоке сердечника РТК-1 на 6,25%, в РТК-2 – на 7,1%.

5. Вследствие ограничения резиной угловых деформаций тросов проволоки испытывают в основном растяжение. Касательные напряжения от кручения на 3 порядка, а изгибные – на 2 порядка ниже уровня напряжений от растяжения проволок, поэтому для тросов РТК-1 и РТК-2 можно вести расчет

напряжений, пользуясь формулой для растягиваемого стержня $\sigma = \frac{P}{\sum F_i}$. Для

РТК-1 по данным примера $\sigma = \frac{(\rho_T + \rho_r)gl}{\sum F_i} = \frac{35 \cdot 10^3}{199 \cdot 10^{-6}} = 17,58 \cdot 10^7$ Па. Эти

напряжения можно считать средними. При этом погрешность в сторону понижения от максимальных напряжений составляет – 12,77–18,97 % для тросов с кратностью свивки 6,5 и 10 соответственно.

5.5 Напряженно-деформированное состояние поврежденного РТК-1

Для разработки научно обоснованных норм выбраковки и правил эксплуатации РТК необходимо исследовать напряженно-деформированное состояние РТК при повреждении тросовой основы [59].

5.5.1 Математическая модель

Сечение РТК-1 с дефектом удобно принять за начало координат ($x = 0$) (рис. 5.8) в силу симметрии распределения деформаций и усилий в тросах по длине относительно указанного сечения.

Будем использовать следующие основные допущения:

1. Тросы полагаются однородными изотропными стержнями.
2. Деформации резиновой матрицы между тросами полностью определяются продольными перемещениями тросов.
3. Для всех компонент вектора перемещений принимается линейный закон по толщине мягкого слоя резины.
4. Пренебрегаем изгибными деформациями тросов РТК вследствие их большой длины, т.е. рассматриваем только осевое растяжение РТК.

Условия равновесия элемента i -го троса (рис. 5.9) запишем в виде

$$dP_i = (\tau_i - \tau_{i-1}) \delta dx; \quad (5.24)$$

где P_i – натяжение i -го троса, τ_i – касательное напряжение в резине между i -м и $(i+1)$ -м тросами (касательные напряжения по торцам РТК $\tau_0 = \tau_n = 0$), $\delta = 0,5\pi d$, n – число тросов в РТК, четное число.

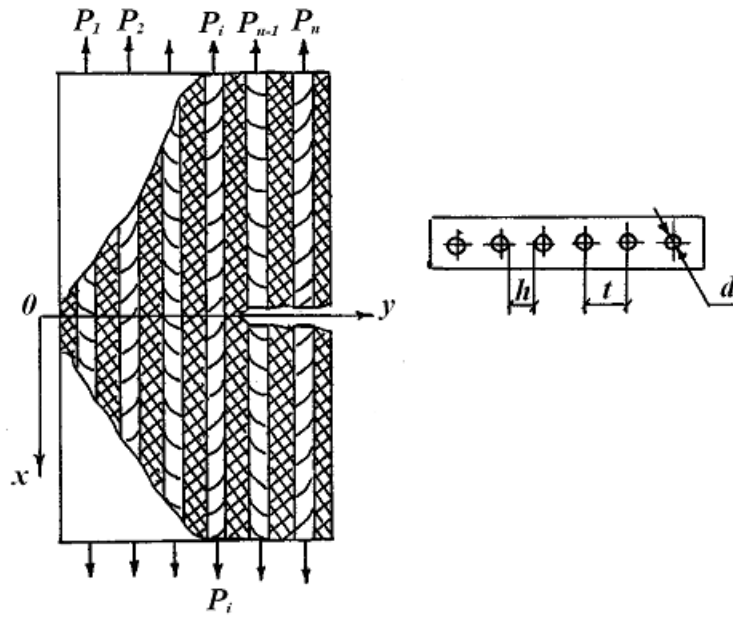


Рис. 5.8 – Расчетная схема РТК-1 с разрушенными в одном сечении тросами

Усилие в i -м тросе и касательные напряжения в резиновой матрице при сдвиговой деформации:

$$P_i = A \frac{du_i}{dx}; \quad \tau_i = G \frac{u_i - u_{i+1}}{h}, \quad (5.25)$$

где $u_i(x)$ – абсолютные перемещения сечения x i -го троса относительно начала координат; A – продольная жесткость троса; G – модуль упругости при сдвиге резины; h – расстояние между тросами в РТК.

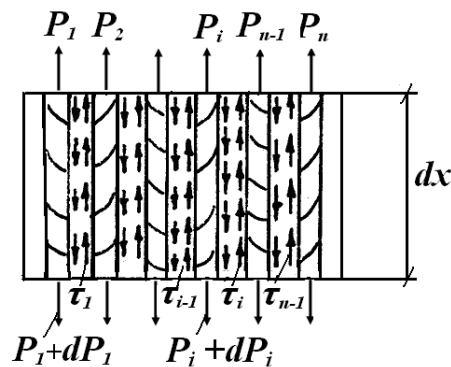


Рис. 5.9 – Напряженное состояние элемента РТК-1

Подставляя (5.25) в (5.24), получаем систему дифференциальных уравнений, описывающих напряженное состояние тросов РТК:

б) при шарнирном подвижном закреплении

$$u_j(l) = \Delta + htg\varphi \left[\frac{n-2j+1}{2} \right], \quad \sum_{j=1}^n \frac{du_j(l_1)}{dx} \left[\frac{n-2j+1}{2} \right] = 0, \\ j = 1, 2, \dots, n. \quad (5.29)$$

Здесь: i, m – номера, соответственно, целых и оборванных тросов, общее число оборванных тросов – k , целых – $(n-k)$; u_m^0 – перемещение конца оборванного троса относительно начала координат ($x=0$); Δ – заданное перемещение правого конца РТК; φ – угол поворота концевое сечения РТК в шарнире.

Решение системы уравнений (5.26) представим в виде

$$u_i(x) = A_i \exp(-\mu x), \quad (5.30)$$

где $\mu = \lambda\sqrt{\alpha}$.

Подставляя (5.30) в (5.26) получаем следующее характеристическое уравнение:

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 - 1 & 1 & 0 & 0 & : \\ 1 & \lambda^2 - 2 & 1 & 0 & : \\ 0 & 1 & \lambda^2 - 2 & 1 & : \\ \dots & \dots & \dots & \dots & : \\ 0 & 0 & \dots & \dots & \lambda^2 - 1 \end{vmatrix} = 0. \quad (5.31)$$

Уравнение (5.31) имеет $2n$ корней, причем, как показал анализ, корни действительные и симметрично расположены относительно нуля, т.е. каждому корню $\lambda_j > 0$ соответствует корень $\lambda_j < 0$, при этом имеется нулевой корень кратности 2.

Общее решение системы уравнений (5.26) представим в виде:

$$u_i = A_0^+ + A_0^- x + \sum_{j=1}^{n-1} a_{ij} \left(C_j \frac{sh\mu_j x}{sh\mu_j l} + D_j \frac{sh\mu_j (l-x)}{sh\mu_j l} \right), \quad (5.32)$$

где A_0^+ , A_0^- , C_j , D_j – постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий; a_{ij} – элементы матрицы собственных форм, которые в соответствии с (5.31) определяются из рекуррентных соотношений:

$$\begin{aligned} a_{1j} &= 1, \quad a_{2j} = (1 - \lambda_j^2); \\ a_{ij} &= (2 - \lambda_j^2)a_{i-1,j} - a_{i-2,j}; \\ a_{nj} &= (2 - \lambda_j^2)a_{n-1,j} - a_{n-2,j}, \\ i &= 1, 2, \dots, n, \quad j = 1, 2, \dots, n-1. \end{aligned} \quad (5.33)$$

Для характеристики напряженного состояния тросов введем безразмерный коэффициент концентрации продольных усилий $k_i(x)$, равный отношению усилия в данном тросе $P_i(x)$ к среднему усилию P_{cp} , приходящемуся на каждый трос РТК без дефектов, $P_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i(x)$.

Тогда с учетом (5.32) выражение для коэффициента концентрации усилий примет вид

$$k_i(x) = \left\{ 1 + \frac{1}{A_0^-} \sum_{j=1}^{n-1} \left[C_j \frac{ch\mu_j x}{sh\mu_j l} - D_j \frac{ch\mu_j (l-x)}{sh\mu_j l} \right] \right\}. \quad (5.34)$$

В случае жесткого закрепления концов РТК $C_j = 0$.

Экспериментальные исследования выполнялись на образцах, вырезанных из транспортной резинотросовой ленты РТЛ 2500 имеющей следующие параметры: $G = 8 \cdot 10^5$ Па, $E = 1,3 \cdot 10^{11}$ Па, $F = \frac{0,8\pi d^2}{4}$; $d = 7,5$ мм, $h \approx d$, $n = 6$, $\alpha = 3,24 \cdot 10^{-1} 1/м^2$.

При указанных параметрах корни уравнения (5.31) при $n = 6$ равны:

$$\begin{aligned} \pm \lambda_0 &= 0; \quad \pm \lambda_1 = \pm \sqrt{(2 - \sqrt{3})}; \quad \pm \lambda_2 = \pm 1; \quad \pm \lambda_3 = \pm \sqrt{2}; \quad \pm \lambda_4 = \pm \sqrt{3}; \\ \pm \lambda_5 &= \pm \sqrt{(2 + \sqrt{3})}. \end{aligned} \quad (5.35)$$

Из граничных условий (5.27) – (5.29) при одном оборванном крайнем тросе ($k = 1$) найдем

$$\begin{aligned} A_0^+ &= \frac{u_1^0}{6}; & A_0^- &= \frac{6\Delta - u_1^0}{6l}; & D_1 &= (2 + \sqrt{3})\frac{u_1^0}{12}; & D_2 &= \frac{u_1^0}{4}; \\ D_3 &= \frac{u_1^0}{6}; & D_4 &= \frac{u_1^0}{12}; & D_5 &= (2 - \sqrt{3})\frac{u_1^0}{12}; & C_1 &= \frac{7 + 4\sqrt{3}}{6} \text{htg}\varphi; \\ C_2 &= 0; & C_3 &= \frac{1}{6} \text{htg}\varphi; & C_4 &= 0; & C_5 &= \frac{7 - 4\sqrt{3}}{6} \text{htg}\varphi. \end{aligned} \quad (5.36)$$

Как видно из (5.36) постоянные интегрирования выражаются через u_1^0 и $\text{htg}\varphi$, которые, в свою очередь, являются неизвестными величинами. Последние определяются как решение системы уравнений (5.29).

Определив u_1^0 и $\text{htg}\varphi$, учитывая (5.36), находим величины $k_i(0)$ для следующих частных случаев:

- 1) отсутствует резиновая связь между тросами ($\alpha = 0, \mu = 0$),
- 2) рассматривается отрезок РТК достаточно большой длины ($\sqrt{\alpha l} \geq 1$).

В первом случае, устремляя $\mu_j \rightarrow 0$ для шарнирного закрепления получим: $u_1^0 = \frac{14}{9\Delta}$; $\text{htg}\varphi = \frac{2\Delta}{9}$. Коэффициенты концентрации усилий в сечении $x = 0$ при шарнирном закреплении – $k_1 = 0, k_2 = 1,8$, при жестком закреплении – $u_0^1 = \Delta, \text{htg}\varphi = 0, k_1 = 0, k_2 = 1,2$.

Во втором случае, при $l_1 \rightarrow \infty$ получаем $k_1 = 0, k_2 = 1,628$ одинаковое, естественно, для шарнирного и жесткого закрепления концов РТК.

На рис. 5.11 приведены графические зависимости $k_2 = (0)$ от длины образца для указанных параметров ленты.

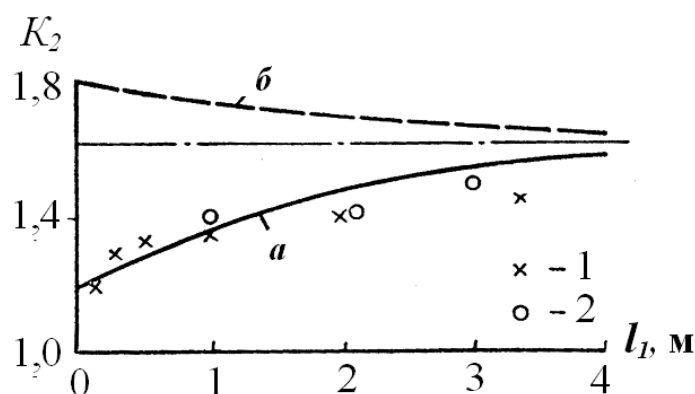


Рис. 5.11 – График изменения коэффициента концентрации усилий во втором тросе (K_2) при разрушенном первом тросе: *а* – при жестком закреплении концов образца; *б* – при шарнирном закреплении концов образца: 1 – экспериментальные данные, полученные путем разрыва поврежденных образцов; 2 – экспериментальные данные, полученные тензометрированием усилий во втором тросе

5.5.2 Экспериментальные исследования

На разрывной горизонтальной испытательной машине МакНИИ при участии автора [60], [61] были выполнены эксперименты, суть которых заключалась в следующем. Устанавливалось перераспределение усилий между целыми тросами в одном сечении с разрушенным тросом (тросами) и по длине целых и разрушенных тросов. Испытывались отрезки РТЛ 2500 различной длины (0,25–6,6 м) при жестком закреплении концов образцов в клиновых захватах машины.

Оценка величины коэффициента концентрации усилий производилась двумя способами: путем разрыва поврежденных образцов и измерением усилий в тросах. Для измерения усилий в тросах были разработаны специальные динамометры в виде скоб с отклоняющим трос элементом с наклеенными тензодатчиками [60]. В местах установки динамометров тросы очищались от резины на небольшой длине. Тарировка датчиков осуществлялась при целых тросах, затем перерубывались один или несколько тросов в одном сечении посередине образцов ($l_1 = 0,5l$) и производилась регистрация усилий в тросах при натяжении ленты.

На рис. 5.11 приведены результаты экспериментов с 6-ти тросовым образцом для сопоставления с результатами вычислений значений k_2 при

перерубленном одном крайнем тросе. Совпадение теоретических и экспериментальных результатов можно признать удовлетворительным, если учесть, что при малых длинах образцов и небольшом числе тросов возможная непараллельность укладки тросов может оказывать некоторое влияние на величины коэффициентов концентрации усилий в тросах.

Результаты исследований свидетельствуют о том, что при испытаниях поврежденных отрезков ленты малой длины имеет значение как способ закрепления концов ленты, так и их длина. Так при испытаниях образцов с одним поврежденным тросом их длина в захватах испытательной машины должна быть $l \geq 8$ м ($l_1 \geq 4$ м). Естественно, что при увеличении числа разрушенных тросов необходимая длина образцов для испытаний будет увеличиваться. Однако существующие конструкции испытательных машин не позволяют это осуществить. В такой ситуации существенная роль при анализе напряженного состояния принадлежит теоретическим исследованиям.

5.5.3 Перераспределение усилий между тросами поврежденного РТК-1

Приведенная выше методика расчета коэффициентов концентрации усилий в тросах при разрушении отдельных тросов в сечении РТК была использована для анализа напряженного состояния РТК с различными значениями параметров резины и тросов [59]. Остановимся на результатах исследований.

На рис. 5.12 приведены графики изменения коэффициентов неравномерности усилий k_i ($i=1, 2, \dots, 6$) в тросах по длине образца РТК при повреждении крайнего (первого) троса в средней части образца. Параметры резины и тросов указаны в 5.5.1. Как следует из графиков, наибольшие растягивающие усилия возникают во втором тросе, соседнем с оборванным, в сечении $x=0$. При этом $k_2(0)=1,65$. В остальных тросах значения $k_i(0)$ значительно ниже. По мере удаления от сечения повреждения усилия в тросах

выравниваются. Длина выравнивания усилий определяется коэффициентом α , то есть в основном модулем упругости резины и конструкцией РТК.

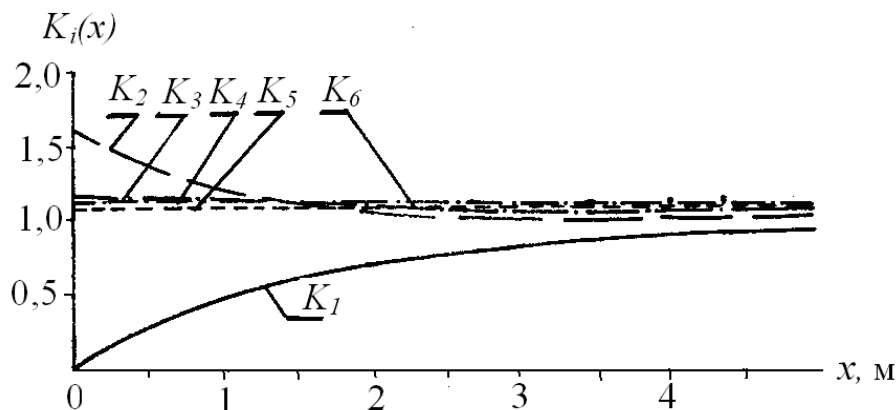


Рис. 5.12 – Графики изменения коэффициентов неравномерности усилий в тросах шеститросового РТК при разрушении крайнего (первого) троса

На рис. 5.13 приведены графики изменений усилий в разрушенном тросе $k_1(x)$ и в соседнем с ним тросе – $k_2(x)$ для шеститросового образца РТК при трех значениях коэффициента α . Длина участка выравнивания усилий в тросах РТК при реальных значениях параметров РТК находится в пределах 5–10 м. Этот параметр имеет существенное значение для расчета стыковых соединений и схем ремонта РТК.

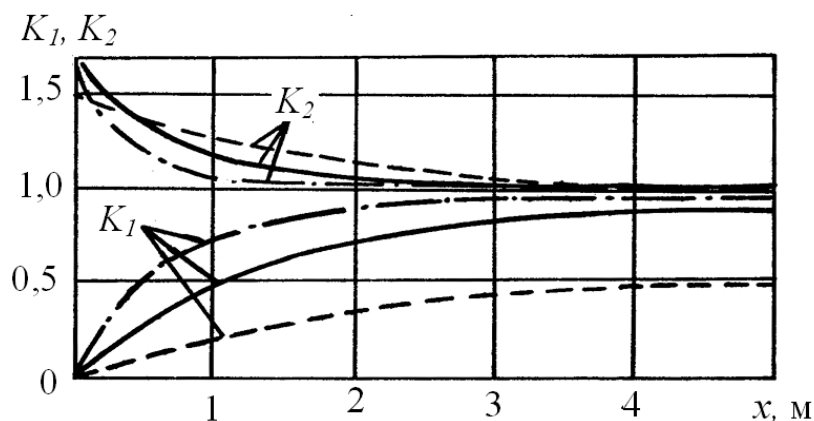


Рис. 5.13 – Графики изменения усилий по длине разрушенного первого троса (K_1) и в соседнем целом тросе (K_2) в шеститросовом образце РТК при трех значениях параметра α : (---- при $\alpha = 4 \cdot 10^{-5} \text{ см}^{-2}$; --- при $\alpha = 20 \cdot 10^{-5} \text{ см}^{-2}$; - - - - при $\alpha = 10^{-5} \text{ см}^{-2}$)

В дальнейших расчетах принималось, что длина РТК $l \rightarrow \infty$, что усилия в тросах выравниваются при удалении от поврежденного сечения, достигая

среднего значения, равного отношению растягивающего усилия к числу тросов РТК. Исследовалось перераспределение усилий между тросами в 8, 6, 4 – тросовых РТК в одном сечении с разрушенными тросами. Результаты исследований приведены в табл. 5.6 при разрушении крайних тросов и в табл. 5.7 для случаев разрушения одного или нескольких средних тросов ($k_i = 0$). Как следует из приведенных таблиц, более опасным является разрушение крайних тросов. Так при разрушении 4-х крайних тросов в 8-ми тросовом РТК, т.е. при разрушении 50% армирующих тросов, усилие в соседнем с разрушенными тросами возрастает в 2,8 раза, а при разрушении 4-х средних тросов усилие в соседних целых тросах увеличивается в 2,16 раза.

Поскольку тросы в РТК практически не имеют возможности изменять деформации кручения в резиновой матрице, характер напряженно-деформированного состояния проволок целых тросов не изменится, изменятся (увеличатся) значения напряжений в них и деформации пропорционально коэффициентам k_i из табл. 5.6 и 5.7. Таким образом, может быть выполнен расчет остаточной долговечности РТК при наличии разрушенных тросов и обоснованы нормы их выбраковки.

Таблица 5.6 – Значения коэффициентов концентрации усилий в целых тросах в одном сечении с разрушенными крайними тросами

Число тросов РТК n	Число поврежд. крайних тросов, S	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8
8	1	0	1,63	1,14	1,08	1,07	1,06	1,06	1,05
	2	0	0	2,14	1,31	1,20	1,17	1,15	1,13
	3	0	0	0	2,40	1,41	1,30	1,2	1,17
	4	0	0	0	0	2,80	1,62	1,31	1,28
6	1	0	1,64	1,15	1,09	1,08	1,06	–	–
	2	0	0	2,15	1,28	1,18	1,16	–	–
	3	0	0	0	2,6	1,45	1,31	–	–
4	1	0	1,67	1,17	1,12	–	–	–	–
	2	0	0	2,20	1,4	–	–	–	–

Таблица 5.7 – Значения коэффициентов концентрации усилий в тросах в одном сечении с разрушенными средними тросами

Число тросов РТК n	Число поврежд. средних тросов, S	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8
8	1	1,06	1,07	1,37	0	1,37	1,07	1,06	1,05
	2	1,09	1,15	1,66	0	0	1,66	1,16	1,09
	3	1,15	1,23	1,91	0	0	0	1,92	1,24
	4	1,34	2,16	0	0	0	0	2,16	1,34
6	1	1,08	1,4	0	1,4	1,08	1,07	–	–
	2	1,15	1,67	0	0	1,67	1,15	–	–
	3	1,21	1,92	0	0	0	1,93	–	–
4	1	1,46	0	1,45	1,09	–	–	–	–
	2	2	0	0	2	–	–	–	–

5.6 Напряженное состояние поврежденных РТК–2

При разработке норм выбраковки РТК необходимо отчетливо представлять напряженно-деформированное состояние РТК при возможных нарушениях целостности армирующих тросов и механизм дальнейшего разрушения РТК. При этом возможны 3 варианта: 1 – примерно одинаковое разрушение отдельных проволок во всех несущих тросах РТК, 2 – разрушение отдельных тросов (например, падающими кусками транспортируемых материалов) и 3 – комбинация указанных нарушений целостности РТК.

5.6.1 Напряженно-деформированное состояние РТК при разрушении отдельных проволок тросов

Разрушение отдельных проволок тросов возможно симметричное по сечению (например, вследствие усталостного разрушения) и несимметричное (падающими в ствол предметами). При несимметричном разрушении проволок в одном сечении троса гипотеза плоских сечений не может быть применима. Должны быть учтены силы трения между отдельными проволоками. Оставаясь в пределах гипотезы плоских сечений, оценим картину изменения напряженного состояния тросов при симметричном разрушении проволок в одном поперечном сечении.

Была использована описанная в 5.4. математическая модель, рассчитаны параметры прядей и тросов с симметричными разрушениями проволок (в отдельных и нескольких рядах) и вычислены максимальные эквивалентные напряжения в оставшихся целых проволоках тросов. Зависимость $\sigma_{\text{э max}}(\Delta S)$ представлена на рис. 5.14 в абсолютных значениях при $l = 1000$ м, при условии отсутствия угловых деформаций тросов и резины на них. (ΔS) – потеря сечения в %. Сплошная линия – при разрушении центральных проволок сердечника и прядей, пунктирная – при разрушении наружных проволок сердечника и прядей. Эти результаты пригодны как для тросов РТК-2, так и для РТК-1. Они пригодны для всех типоразмеров армирующих тросов, поскольку их конструкции идентичны. Пересчет максимальных напряжений на другие типоразмеры и длины канатов с учетом массы резины в РТК может быть выполнен по формуле

$$\sigma_{\text{э}}(l) = \sigma_{\text{э max}} \frac{l}{1000} \cdot \frac{1}{1 - K_p}, \quad (5.37)$$

где $K_p = K_p = \frac{\rho_p}{\rho_{pГл}}$ – показатель количества резины в РТК.

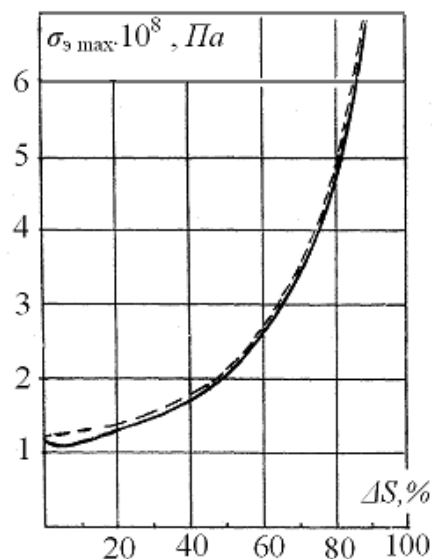


Рис. 5.14 – Зависимость максимальных эквивалентных напряжений в целых проволоках тросов РТК от потери сечения

Таким образом, для всех типов и типоразмеров РТК значения максимальных напряжений, определяющих долговечность РТК, зависят от его длины, доли резины в РТК, конструкции армирующих тросов.

5.6.2 Напряженно-деформированное состояние РТК при разрушении отдельных тросов

Если рассматривать РТК как систему n параллельных тросов и считать, что резиновые соединительные элементы не препятствуют продольным деформациям тросов, то при S разрушенных тросах

$$k_{\max} = \frac{n}{n - S}. \quad (5.38)$$

Так, при $n = 4$ и $S = 1$, $k_{\max} = 1,33$; при $n = 6$, $S = 1$, $k_{\max} = 1,2$; при $n = 6$, $S = 2$, $k_{\max} = 1,5$.

Как видно, если рассматривать РТК как систему параллельных тросов, то значения k_{\max} будут значительно ниже, чем для случая полностью обрешиненных тросов. В действительности, напряженно-деформированное состояние РТК-2 будет занимать промежуточное положение между РТК-1 и системой параллельных тросов. В дальнейших расчетах будем полагать в запас прочности и долговечности значения k_{\max} для РТК-2 такими же, как и для РТК-1.

5.7 Прогнозируемая долговечность РТК-1 и РТК-2 и обоснование норм их выбраковки

Величины максимальных эквивалентных напряжений не дают достаточно информации об опасности напряженно-деформированного состояния проволок и тросов в целом, поскольку напряжения значительно меньше предела прочности проволок. Вследствие этого для оценки опасности напряженно-деформированного состояния РТК было применено два подхода.

1. Статический, с учетом возможных повреждений тросовой основы при экстренных режимах работы подъема.

2. Механизм усталостного разрушения проволок в защищенной от коррозии и в коррозионной средах.

5.7.1 Минимально необходимый запас прочности новых РТК

Для определения предельных длин РТК и разработки норм их выбраковки в процессе эксплуатации необходимо обосновать значение минимального статического запаса прочности $n_{сТ\ min}$ новых РТК.

Для РТК первого поколения (на базе тонких латунированных тросов) инструкцией [14] регламентирован $n_{сТ\ min} = 5,5$ при длинах канатов до 1200 м и $n_{сТ\ min} = 5,0$ при длинах канатов 1200–1500 м. Максимальные длины отвесов этих канатов ограничивались 1500 м.

Минимальное значение необходимого статического запаса прочности новых РТК определим из условия [15,62]:

$$k_{ост} = \frac{n_{сТ\ min}}{k_{max} k_{\partial\ max}}, \quad (5.39)$$

где $k_{ост}$ – допустимый остаточный коэффициент запаса прочности, k_{max} – максимальное значение коэффициента неравномерности усилий (напряжений) в РТК при повреждении тросов; $k_{\partial\ max}$ – коэффициент динамичности для верхнего сечения каната при предохранительном торможении.

Для таких ответственных деталей как канат $k_{ост} \geq 1,5$ [62], в соответствии с исследованиями [2] $k_{\partial\ max} \leq 1,6$, k_{max} – принимается по результатам наших исследований по табл. 5.6.

В табл. 5.8 приведены результаты расчета $n_{сТ\ min}$ при возможных наиболее опасных повреждениях РТК.

Таблица 5.8 – Расчетные значения необходимого запаса прочности РТК

Число тросов в РТК	Характер повреждения	k_{max}	$n_{сТ\ min}$
4	Разр. 1 крайний трос	1,67	4,8
	Разр. 2 крайних троса	2,2	5,3
≥ 6	Разр. 1 крайний трос	1,64	3,9
	Разр. 2 крайних троса	2,15	5,1

Таким образом, в дальнейшем следует ориентироваться на величину $n_{cT \min} \geq 5,0$ из условий неразрушения поврежденного РТК при предохранительном торможении (экстренных режимах работы подъема).

5.7.2 Долговечность РТК

Для расчета долговечности РТК применен метод расчета усталостного разрушения проволок армирующих тросов. Расчеты долговечности выполняли в соответствии с методикой, обоснованной в работах [51, 52], на основе результатов определения максимальных эквивалентных напряжений в проволоках канатов, данных усталостных испытаний образцов проволок, динамики подъемной установки.

В соответствии с [51] долговечность уравнивающего каната определяется выражением

$$N = \frac{N_{\delta}}{n_1 n_2 n_3} \left(\frac{\sigma_{\text{эр}}}{\sigma_{\text{эmax}}} \right)^m, \quad (5.40)$$

где N_{δ} – значение базы усталостных испытаний образцов проволок в соответствии с линией регрессии, n_1, n_2, n_3 – коэффициенты, учитывающие понижение долговечности из-за медленного изменения нагрузки в рабочих режимах (по сравнению с режимом испытаний), наличия высокочастотной динамической нагрузки, накладываемой на основной цикл нагружения, разброса опытных данных (n_3) $\sigma_{\text{эр}}$ – максимальное эквивалентное напряжение (ограниченный предел выносливости), соответствующее коэффициенту асимметрии цикла нагружения уравнивающего каната r , $\sigma_{\text{эmax}}$ – максимальное эквивалентное напряжение в проволоках каната, m – коэффициент линии регрессии.

В работе [51] получено уравнение эмпирической линии регрессии для стальной проволоки (диаметр $\delta = 1,62$ мм, предел прочности $\sigma_{\delta} = 19,2 \cdot 10^8$ Па) в условиях коррозионной среды в следующем виде

$$y = 8,95 - 2,02x, \quad (5.41)$$

где $y = \lg N_{\sigma}$, N_{σ} – число циклов до разрушения, $x = \sigma_{ozr}$, σ_{ozr} – ограниченный предел усталости на базе N_{σ} при коэффициенте асимметрии цикла r .

Для проволоки в нормальной среде (отсутствовала коррозия) уравнение линии регрессии представлено в [51] в виде:

$$y = 18,97 - 7,608x. \quad (5.42)$$

Были получены следующие значения ограниченного предела усталости при симметричном цикле нагружений ($r = -1$) $\sigma_{oz-1} = 1,74 \cdot 10^8$ Па при $N_{\sigma} = 2,7 \cdot 10^6$ – для проволоки в коррозионной среде и $\sigma_{oz-1} = 5 \cdot 10^8$ Па при $N_{\sigma} = 0,97 \cdot 10^6$ – для проволоки в нормальной среде.

При работе уравновешивающего каната проволоки верхнего сечения РТК испытывают нагружение отнулевого цикла ($r = 0$). Пересчетом получено:

$\sigma_{oz-0} = 3,2 \cdot 10^8$ Па – для проволоки в коррозионной среде;

$\sigma_{oz-0} = 8,1 \cdot 10^8$ Па – для проволоки в нормальной среде.

В [51] принято $n_1 = 3,5$; $n_2 = 3,0$; $n_3 = 1,37$ – для проволоки в коррозионной среде и $n_3 = 2,04$ – для проволоки в нормальных условиях.

При принятых данных выражение (5.40) принимает вид:

$$N = \frac{2,7 \cdot 10^6}{3,5 \cdot 3,0 \cdot 1,37} \cdot \left(\frac{3,2 \cdot 10^8}{\sigma_{\max}} \right)^{2,02} \quad (5.43)$$

для проволоки в коррозионной среде (для РТК–2) и

$$N = \frac{0,97 \cdot 10^6}{3,5 \cdot 3,0 \cdot 2,04} \cdot \left(\frac{8,1 \cdot 10^8}{\sigma_{\max}} \right)^{7,608} \quad (5.44)$$

для проволоки в нормальной среде (для РТК–1).

Максимальные напряжения в наиболее нагруженном элементе армирующих тросов определяются выражением (5.37). При этом следует учесть неравномерность натяжения тросов в РТК (коэффициент неравномерности

$\eta = 0,95$ [51]) и динамические добавки усилий при трогании и стопорении подъемной машины – $k_{\partial} = 1,15$ по результатам наших экспериментов,

$$\sigma_{\max} = \sigma_y(l) \frac{k_{\partial}}{\eta}. \quad (5.45)$$

Формулы (5.43) и (5.44) регламентирует число циклов N до разрушения наиболее нагруженной проволоки. В запас прочности и долговечности будем полагать, что это и есть долговечность каната.

Для удобного обозрения получаемых результатов по долговечности каната, установим срок службы каната в годах. Как показано в [82] максимально возможное число скипов, выдаваемое на поверхность многоканатной подъемной установкой в год определяется из выражения

$$N_c^* \approx \frac{15,2 \cdot 10^6}{0,1H + 30}, \quad (5.46)$$

где H – глубина подъема (имеет размерность метра). Число циклов изменения нагрузки в опасном (верхнем) сечении уравновешивающего каната

$$N_{\text{ц}}^* = \frac{N_c^*}{2}, \quad (5.47)$$

так как за один цикл изменения нагрузки в указанном сечении подъемная установка выдает на поверхность два скипа.

Таким образом, долговечность уравновешивающего каната в годах определяется выражением

$$N_{\text{год}} = \frac{2N}{N_c^*}, \quad (5.48)$$

где N – число циклов до разрушения, определяемое выражениями (5.43) и (5.44) для РТК-2 и РТК-1 соответственно.

При расчете остаточной долговечности РТК-1 (после разрушения резиновой оболочки) будем оценивать N по формуле (5.43), как для РТК-2.

В табл. 5.9 и табл. 5.10 приведены данные о расчетной долговечности РТК-1 и РТК-2 при условии отсутствия случайных повреждений проволок и тросов. Как следует из табл. 5.9 для РТК-1 процентное содержание резины в

РТК (вес резины) играет существенную роль. При 35% содержании резины, при $n_{сГ} = 4,9$, при максимальной длине каната 2600 м прогнозируемый срок службы РТК-1 превышает 94 года. При 65% содержании резины $n_{сГ} = 4,9$ достигается при $l = 1400$ м, но даже при $n_{сГ} = 3,8$ расчетный срок службы превышает 13 лет.

В РТК-2 процентное содержание резины около 7%. Малый вес резины увеличивает предельные длины РТК. Из данных табл. 5.10 следует, что $n_{сГ} = 5,1$ достигается при $l = 3600$ м. Срок службы РТК-2 при этом превышает 3 года. При $n_{сГ} \geq 7$, при длинах каната до 2500 м прогнозируемый срок службы РТК-2 более 7 лет. Эти данные получены без учета защитных свойств цинкового покрытия проволок.

Таблица 5.9 – Срок службы РТК-1 с неповрежденными армирующими тросами

K_p	$l, \text{ м}$	$\sigma_{\max} \cdot 10^8$ Па	$\sigma_{ср} \cdot 10^8$ Па	$n_{сГ}$	$N, \text{ лет}$	
					защищ. от коррозии	не защищ. от корроз.
0,35	400	0,724	0,525	31,8	$144 \cdot 10^6$	126
	600	1,086	0,788	21,2	$6,59 \cdot 10^6$	55,6
	800	1,447	1,050	15,9	$740 \cdot 10^3$	31,1
	1000	1,809	1,313	12,7	$185 \cdot 10^3$	19,8
	1200	2,171	1,576	10,6	$33,8 \cdot 10^3$	13,7
	1400	2,533	1,838	9,1	$10,5 \cdot 10^3$	10,0
	1600	2,895	2,101	7,9	$3,8 \cdot 10^3$	7,7
	1800	3,257	2,363	7,1	1547	6,0
	2000	3,618	2,626	6,4	694	4,9
	2200	3,980	2,881	5,8	336	4,0
	2400	4,342	3,151	5,3	173	3,4
	2600	4,704	3,414	4,9	94,3	2,9
0,65	400	1,344	0,985	17,1	$1,3 \cdot 10^6$	36,1
	600	2,016	1,463	11,4	$59 \cdot 10^3$	15,9
	800	2,688	1,951	8,5	$6,7 \cdot 10^3$	8,9
	1000	3,360	2,438	6,8	$1,2 \cdot 10^3$	5,7
	1200	4,032	2,926	5,7	304,6	3,9
	1400	4,704	3,414	4,9	94,3	2,9
	1600	5,376	3,901	4,2	34,1	2,2
	1800	6,048	4,398	3,8	13,9	1,7
	2000	6,72	4,877	3,4	6,3	1,4
	2200	7,392	5,365	3,1	3,0	1,1

Поскольку срок службы РТК-1 >50 лет не является реальным, можно предположить, что механизм разрушения РТК, основанный на усталостном разрушении проволок, не в полной мере соответствует действительности. Возможно долговечность РТК определится старением резины. Это покажет опыт эксплуатации РТК.

Для разработки инструкции по эксплуатации РТК-1 и РТК-2 необходимо обосновать нормы их выбраковки при нарушении целостности проволок и тросов РТК.

Таблица 5.10 – Срок службы РТК-2 с неповрежденными армирующими тросами

K_p	$l, \text{ м}$	$\sigma_{\max} \cdot 10^8$ Па	$\sigma_{cp} \cdot 10^8$ Па	n_{cT}	$N, \text{ лет}$ не защищ. от корроз.
0,07	400	0,509	0,367	45,5	260
	600	0,759	0,551	30,3	114
	800	1,011	0,734	22,7	64
	1000	1,265	0,918	18,2	41
	1200	1,517	1,101	15,1	28
	1400	1,770	1,285	13,0	21
	1600	2,023	1,468	11,4	15,8
	1800	2,276	1,651	10,1	12,5
	2000	2,529	1,836	9,1	10,1
	2200	2,782	2,019	8,3	8,8
	2400	3,035	2,202	7,6	7,0
	2600	3,287	2,386	7,0	5,9
	2800	3,540	2,570	6,5	5,1
	3000	3,799	2,753	6,1	4,4
	3200	4,046	2,937	5,7	3,7
	3400	4,299	3,120	5,4	3,4
3600	4,552	3,304	5,1	3,1	

5.7.3 Остаточная долговечность РТК и нормы их выбраковки

Процентное содержание резины в РТК и его длина входят в интегральный параметр – статический запас прочности n_{cT} . В табл. 5.11 приведены значения остаточной долговечности РТК в условиях защищенности проволок от коррозии и при коррозии (в скобках) при разных n_{cT} . Данные в скобках

пригодны для РТК-2 и РТК-1 при условии слабой адгезии резины с цинковым покрытием проволок, при проникновении влаги к тросам.

По нашим представлениям, составленным на основе данных опыта эксплуатации резинотросовых канатов первого поколения, остаточный ресурс каната после обнаружения его повреждения должен составлять не менее 1 года с целью более надежного определения повреждения инструментальными методами или визуально за этот период.

Данные табл. 5.11 и принятый остаточный ресурс РТК позволили сформулировать нормы выбраковки канатов в следующем виде:

РТК-1 должен быть снят (заменен новым), если:

– при пятикратном запасе прочности потеря сечения от механических или коррозионных повреждений превысит 20% по отношению к целому канату на участке длиной 1 м;

– при семикратном запасе прочности потеря сечения от механических или коррозионных повреждений превысит 30% по отношению к целому канату на участке длиной 1 м; при повреждении (обрыве) одного крайнего троса или двух некрайних тросов при числе тросов в канате 6 и более; при обрыве одного троса при числе тросов в канате 4, если он вызван механическим повреждением.

Таблица 5.11 – Долговечность поврежденных РТК на основе несущих тросов конструкции 6x19 + 1x19

Характеристика дефекта (повреждения) тросовой основы канатов	Долговечность, N , лет				
	Запас прочности				
	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0
1. Разрушены проволоки тросов, $\Delta S, \%$ 20%	3,6 (0,9)	9,9 (1,3)	54 (1,8)	216 (2,6)	700 (3,5)
30%	1,6 (0,8)	4,5 (1,1)	24 (1,6)	98 (2,3)	317 (3,1)
40%	0,6 (0,6)	1,6 (0,8)	8,5 (1,4)	34 (2,0)	109 (2,7)
2. Разрушены отдельные тросы РТК					
$n = 4$, разрушен 1 крайний трос	0,27 (0,2)	0,74 (0,6)	4,1 (1,1)	16,2 (1,5)	52,3 (2,1)
$n > 6$, разрушен 1 крайний трос	0,37 (0,3)	1,02 (0,7)	5,5 (1,1)	22,2 (1,6)	71,6 (2,2)
разрушено 2 крайних троса	0,05 (0,05)	0,15 (0,15)	0,8 (0,6)	3,2 (0,8)	10,4 (1,3)
разрушено 3 крайних троса	0,01 (0,01)	0,03 (0,03)	0,2 (0,2)	0,7 (0,6)	2,4 (0,9)

РТК-2 должен быть снят (заменен новым), если потеря сечения от механических или коррозионных повреждений превышает 30% по отношению к целому канату; при механическом или коррозионном повреждении одного троса.

Сформулированные нормы выбраковки канатов вошли во «Временную инструкцию по эксплуатации обрешиненных уравнивающих канатов в шахтных стволах».

5.8 Выводы и рекомендации

1. Предложены две новые конструкции РТК на базе оцинкованных тросов больших диаметров (15–28,5 мм): полностью обрешиненные – РТК-1 и частично обрешиненные – РТК-2. Частично обрешиненные канаты не имеют аналогов за рубежом. Конструкции канатов защищены патентами Украины.

2. Обоснована конструкция тросов для РТК типа ЛК-Р 6x19(1+6+6/6)+1x19(1+6+6/6) со следующими параметрами свивки: кратности свивки тросов – 10, прядей – 9, сердечника – 8, разработан типоразмерный ряд тросов – ТУ 14-285-159-92.

3. Исследованы продольно-крутильные деформации тросов и напряженное состояние резиновой матрицы РТК-1 и резиновых перемычек РТК-2. Установлено, что резиновая матрица и резиновые перемычки удерживают тросы от кручения по всей длине отвеса РТК. Касательные напряжения в резине на поверхности контакта с тросом зависят от диаметра троса, погонного веса РТК и коэффициента раскрутки троса. Численные значения касательных напряжений в резине менее 100 Па.

4. В результате исследования напряженно-деформированного состояния тросов неповрежденных РТК установлено, что вследствие ограничения резиной угловых деформаций тросов проволоки испытывают в основном растяжение. Касательные напряжения на 3 порядка, а изгибные – на 2 порядка ниже уровня

напряжений от растяжения. Напряжения пропорциональны длине отвеса РТК и его погонному весу. Рекомендованные изменения параметров свивки армирующих тросов по сравнению с параметрами, регламентируемыми ГОСТ 3241-91, (увеличение кратности свивки тросов с 6,5 до 10) снижает уровень максимальных напряжений в проволоках в среднем на 6–7%.

5. Разработана математическая модель напряженно-деформированного состояния РТК-1 с несколькими разрушенными армирующими тросами в одном сечении, позволяющая исследовать перераспределение усилий по ширине РТК и по длине тросов. Установлено, что наиболее опасным является разрушение крайних тросов. Получены значения коэффициентов концентрации усилий в целых тросах в одном сечении с разрушенными тросами при разных числах тросов в РТК.

6. Исследовано напряженное состояние тросов РТК при разрушении отдельных проволок. Установлена зависимость максимальных эквивалентных напряжений в целых проволоках тросов от потери сечения тросов.

7. Выполнена оценка прогнозируемой долговечности РТК-1 и РТК-2. При минимально необходимом статическом запасе прочности 5 предельная длина отвесов РТК-1 с процентным содержанием резины 35–65% находится в пределах 2500–1600 м соответственно. При этом прогнозируемый срок их службы превышает 90 лет. Предельные длины РТК-2 превышают 3600 м. При статическом запасе прочности 7 прогнозируемый срок службы этих канатов превышает 7 лет, что значительно больше, чем у зарубежных аналогов.

8. Обоснованы нормы выбраковки РТК-1 и РТК-2, которые включены во «Временную инструкцию по эксплуатации обрезиненных уравнивающих канатов в шахтных стволах».

6 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПЕТЛИ ПЛОСКОГО УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО КАНАТА

Частично обрешиненный РТК имеет переменную по длине плотность, что может явиться причиной возбуждения колебаний при движении каната в петле при ее свободном провисании. Частота возмущений колебаний определится частотой прохождения петли перемычками, то есть расстоянием между ними и скоростью движения каната. При реальных скоростях движения подъемных сосудов (каната) 10–20 м/с и расстоянии между перемычками 1–10 м частоты возмущений будут в диапазоне 6–125 с⁻¹.

Исследование вынужденных колебаний РТК переменной плотности позволит обосновать параметры его конструкции.

В процессе работы подъемной установки положение уровней точек крепления уравнивающего каната относительно нижней точки петли изменяется от 30 м > 1500 м. Для моделирования всего каната длиной 1500 м дискретной моделью с шагом 1 м потребуется ввести в рассмотрение >1500 точек с N степенями свободы. Громоздкость задачи требует рассмотрения некоторой упрощенной расчетной схемы, позволяющей оценить динамические явления в нижней части петли каната при контурном движении.

При исследовании динамики каната в петле ограничимся длиной порядка 50 м. При расстоянии между точками крепления каната 2–2,5 м будем пренебрегать влиянием изгибной жесткости на форму его петли. Кроме того, уравниженность плоского каната по крутящему моменту вследствие использования парного числа тросов левой и правой свивки, симметричность конструкции каната относительно его продольной оси, значительное отличие ширины от толщины РТК в поперечном сечении, позволяют ограничиться рассмотрением только поперечных колебаний каната в плоскости его петли. Канат будем моделировать гибкой весомой нерастяжимой нитью постоянной и

переменной погонной плотности. Дискретная модель каната включает 150 узлов и имеет 300 степеней свободы.

Исследованы свободные колебания петли неподвижного каната постоянной плотности, оценено влияние контурного движения каната на его собственные колебания при подвижном закреплении концов каната, исследованы вынужденные колебания каната переменной плотности при контурном движении.

6.1 Свободные поперечные колебания петли неподвижного уравнивающего каната в его плоскости

Канат моделируется весомой однородной нерастяжимой нитью длиной L погонной массы μ с большой стрелой провисания (рис. 6.1).

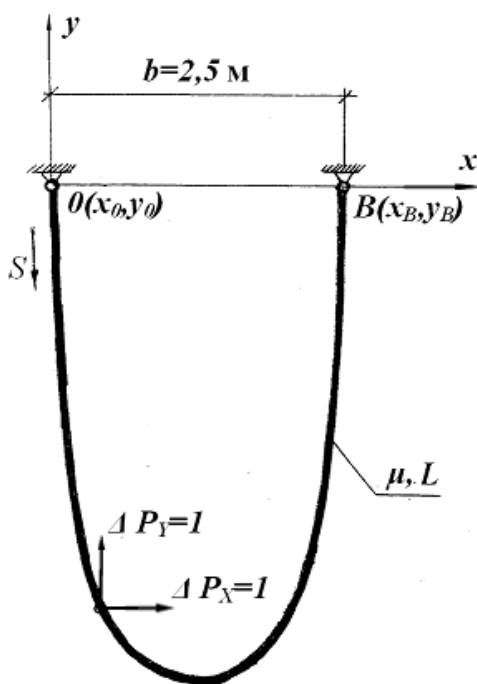


Рис. 6.1 – Схема неподвижной петли уравнивающего каната

Для анализа малых свободных колебаний каната в плоскости XOY использована дискретная математическая модель движения в форме

$$M\ddot{z} + Kz = 0, \quad (6.1)$$

где M – матрица масс, K – матрица жесткости размером $(N \times N)$, N – число степеней свободы дискретной модели, z – вектор обобщенных координат.

Для построения матриц M и K разобьем нить на $\frac{N}{2+1}$ участков с шагом

$$\Delta s = \frac{L}{\frac{N}{2+1}}$$

и сосредоточим массу элементов нити в узлах. В качестве элементов

вектора обобщенных координат z примем компоненты вектора перемещений узлов дискретизации $\Delta x_i, \Delta y_i \left(i = 1, \frac{N}{2} \right)$. На основании метода

сосредоточенных масс [63] элементы матрицы масс будут равны $M_{ii} = \mu \Delta s$, $M_{ij} = 0 (i \neq j), (i = \overline{1, N})$.

Для построения матрицы жесткости использовано свойство

$$K = \psi^{-1}, \quad (6.2)$$

где ψ – матрица податливости, элементы которой ψ_{ij} – перемещения в направлении i -ой обобщенной координаты под действием j -ой обобщенной единичной силы.

Матрицу податливости ψ можно построить с использованием уравнений равновесия тяжелой гибкой нити:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{ds} &= \tau_y \mu g ; \\ \frac{d\tau_x}{ds} &= -\frac{\tau_x \tau_y \mu g}{T} ; \\ \frac{d\tau_y}{ds} &= \frac{\tau_x^2 \mu g}{T} ; \\ \frac{dx}{ds} &= \tau_x ; \quad \frac{dy}{ds} = \tau_y, \end{aligned} \quad (6.3)$$

где T – натяжение нити, g – ускорение свободного падения, s – эйлерова координата.

Уравнения (6.3) замыкаются краевыми условиями $x(0) = x_0, y(0) = y_0, x(L) = x_e, y(L) = y_e$ и подчинены уравнению связи $\tau_x^2 + \tau_y^2 = 1$.

Линеаризованная система уравнений (6.3) имеет вид:

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta T}{ds} &= \mu g \Delta \tau_y; \\
\frac{d\Delta \tau_x}{ds} &= \frac{\tau_x \tau_y \mu g}{T^2} \Delta T - \frac{\tau_y \mu g}{T} \Delta \tau_x - \frac{\tau_x \mu g}{T} \Delta \tau_y; \\
\frac{d\Delta \tau_y}{ds} &= -\frac{\tau_x^2 \mu g}{T^2} \Delta T + \frac{2\tau_x \mu g}{T} \Delta \tau_x; \\
\frac{d\Delta x}{ds} &= \Delta \tau_x; & \frac{d\Delta y}{ds} &= \Delta \tau_y
\end{aligned} \tag{6.4}$$

с краевыми условиями:

$$\Delta x(0) = \Delta y(0) = \Delta x(L) = \Delta y(L) = 0$$

и уравнением связи: $\tau_x \Delta \tau_x + \tau_y \Delta \tau_y = 0$.

Поочередно воздействуя на узлы цепной линии независимо силами $\Delta P_x = 1$ и $\Delta P_y = 1$, сформулирована для каждого случая двухточечная линейная задача с учетом условия равновесия узла и совместности перемещения левой и правой (относительно узла) части троса, представленных в виде приращений функции в точках приложения $\Delta P_x = 1$:

$$\Delta T = -\tau_x; \quad \Delta \tau_x = -\frac{\tau_y^2}{T}; \quad \Delta \tau_y = \frac{\tau_x \tau_y}{T}; \quad \Delta x = \Delta y = 0 \tag{6.7}$$

и в точках приложения силы $\Delta P_y = 1$:

$$\Delta T = -\tau_y; \quad \Delta \tau_x = \frac{\tau_x \tau_y}{T}; \quad \Delta \tau_y = -\frac{\tau_x^2}{T}; \quad \Delta x = \Delta y = 0. \tag{6.8}$$

Далее из задачи с начальными условиями (6.3) определялись коэффициенты матрицы податливости ψ_{ij} [63].

Последовательности задач Коши для системы (6.4) с условиями в точках разрыва (6.7), (6.8) решалась методом Рунге-Кутты четвертого порядка.

Задача на собственные значения в виде:

$$\left[K - \omega^2 M \right] \Phi = 0, \tag{6.9}$$

где Φ – вектор собственных форм, ω – собственные частоты, решалась с помощью QR – алгоритма [64].

Проанализируем результаты вычислений для каната с погонной плотностью $\mu = 17,65$ кг/м при расстоянии между точками подвеса $b = 2,5$ м при длинах петли $L = 20$ м и $L = 50$ м.

В табл. 6.1 приведены первые 69 частот собственных колебаний петли длиной 20 м. В табл. 6.2 приведены 89 первых частот колебаний петли каната длиной 50 м и на рис. 6.2–6.7 – ее формы колебаний. Звездочками *, ** в табл. 6.1, 6.2 отмечены частоты, которым соответствуют формы колебаний, локализованные в нижней части петли. Частоты, соответствующие этим формам колебаний, достаточно высоки и возбуждение колебаний по этим формам маловероятно, если учесть реальное демпфирование колебаний в конструкции каната.

Таблица 6.1 – Спектр частот ω_{ij} (с^{-1}) собственных колебаний провисающего троса плотностью 17,65 кг/м длиной $L = 20$ м

$j \backslash i$	0	1	2	3	4	5	6
0		9,14	17,63	25,40	33,02	40,93	47,41
1	1,22	10,02	18,43	25,54	33,02	40,93	49,06
2	1,86	10,89	19,24	26,90	34,59	42,54	49,06
3	2,93	11,75	20,00	26,95	34,59	42,54	50,71
4	3,74	12,61	20,82	28,41	36,16	44,15	50,71
5	4,71	13,46	21,51	28,43	36,16	44,15	52,37
6	5,57	14,31	22,37	29,94	37,74	44,84*	52,37
7	6,50	15,14	22,92	29,94	37,74	45,78	54,04
8	7,37	15,98	23,90	31,47	39,33	45,78	54,04
9	8,27	16,80	24,22	31,47	39,33	47,41	55,72

Таблица 6.2 – Спектр частот ω_{ij} (с^{-1}) собственных колебаний провисающего каната плотностью 17,65 кг/м длиной $L = 50$ м

$j \backslash i$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0		5,40	9,98	14,65	19,76	25,02	30,50	36,23*	41,28
1	0,76	5,79	10,63	15,66	20,80	26,10	31,63	36,30	42,60
2	1,05	6,46	10,65	15,66	20,80	26,10	31,63	36,30	42,60
3	1,76	6,74	11,63	16,68	21,85	27,18	32,77	37,51	43,95
4	2,17	7,50	11,63	16,68	21,85	27,18	32,77	37,51	43,95
5	2,78	7,69	12,63	17,70	22,90	28,28	33,93	38,74	45,33
6	3,26	8,52	12,63	17,7-	22,90	28,28	33,93	38,74	45,33
7	3,81	8,66	13,64	18,73	23,96	29,38	35,11	40,00	46,77
8	3,34	9,49	13,64	18,73	23,96	29,38	35,11	40,00	46,77
9	4,81	9,64	14,65	19,76	25,02	30,50	36,19**	41,28	48,28**

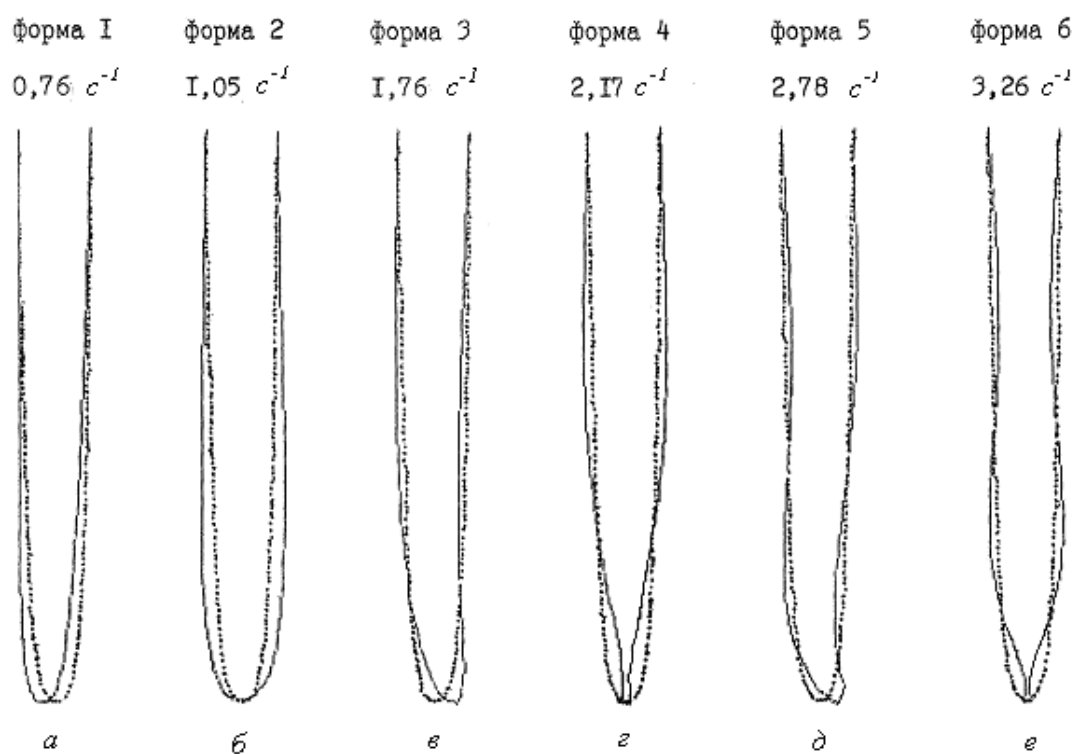


Рис. 6.2 – Формы и частоты собственных колебаний петли каната длиной $L = 50 \text{ м}$

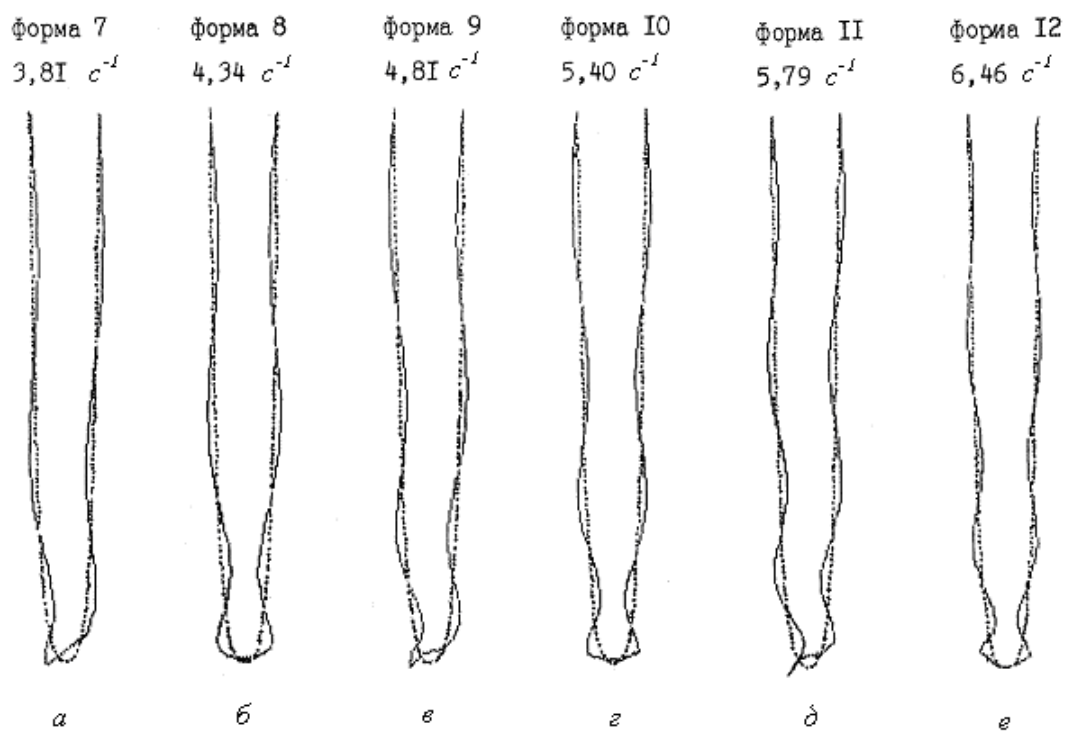


Рис. 6.3 – Формы и частоты собственных колебаний петли каната длиной $L = 50 \text{ м}$

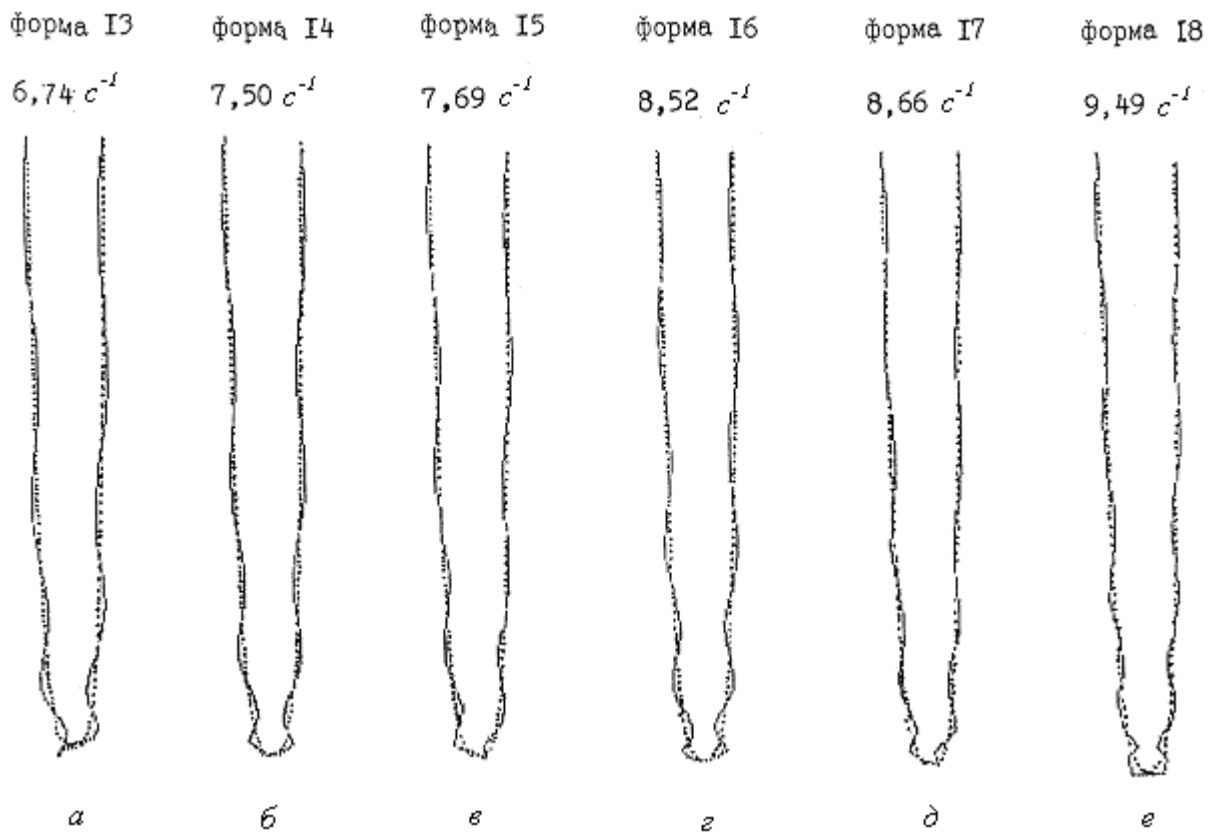


Рис. 6.4 – Формы и частоты собственных колебаний петли каната длиной $L = 50 \text{ м}$

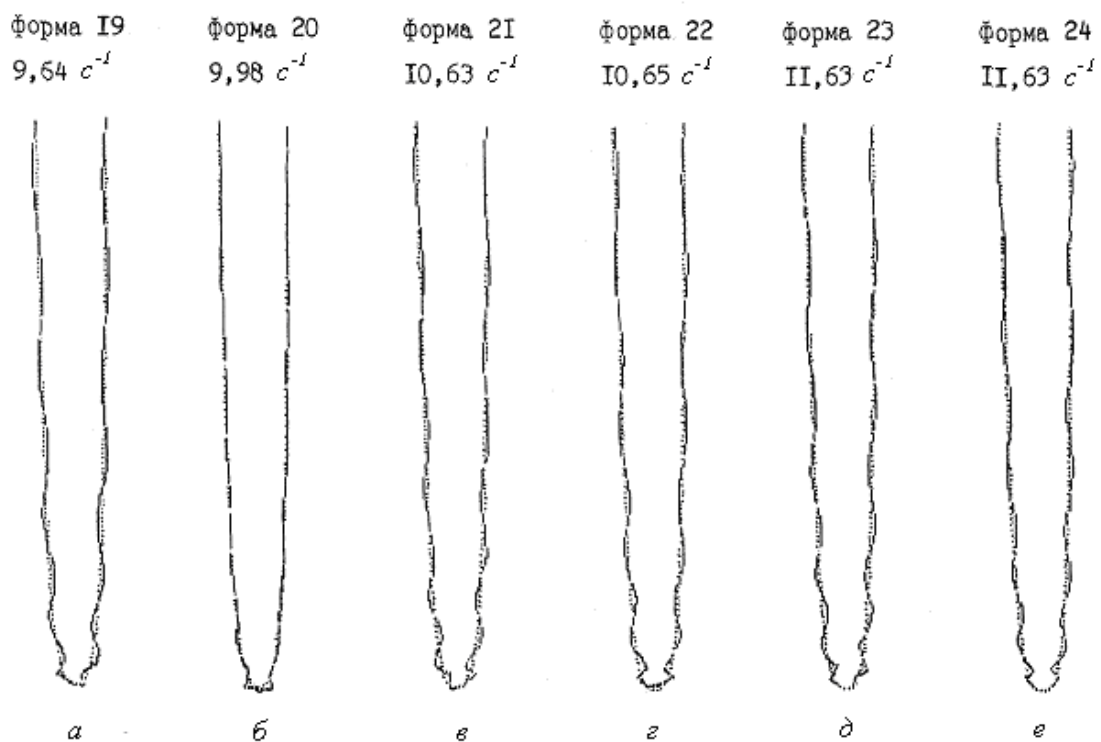


Рис. 6.5 – Формы и частоты собственных колебаний петли каната длиной $L = 50 \text{ м}$

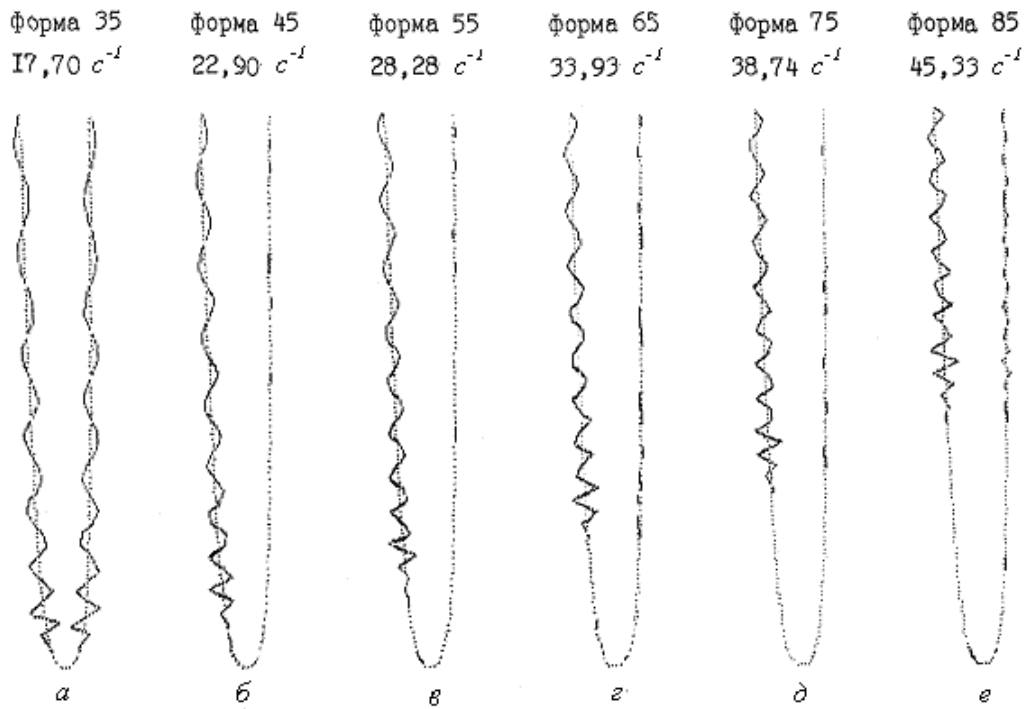


Рис. 6.6 – Формы и частоты собственных колебаний петли каната длиной $L = 50 \text{ м}$

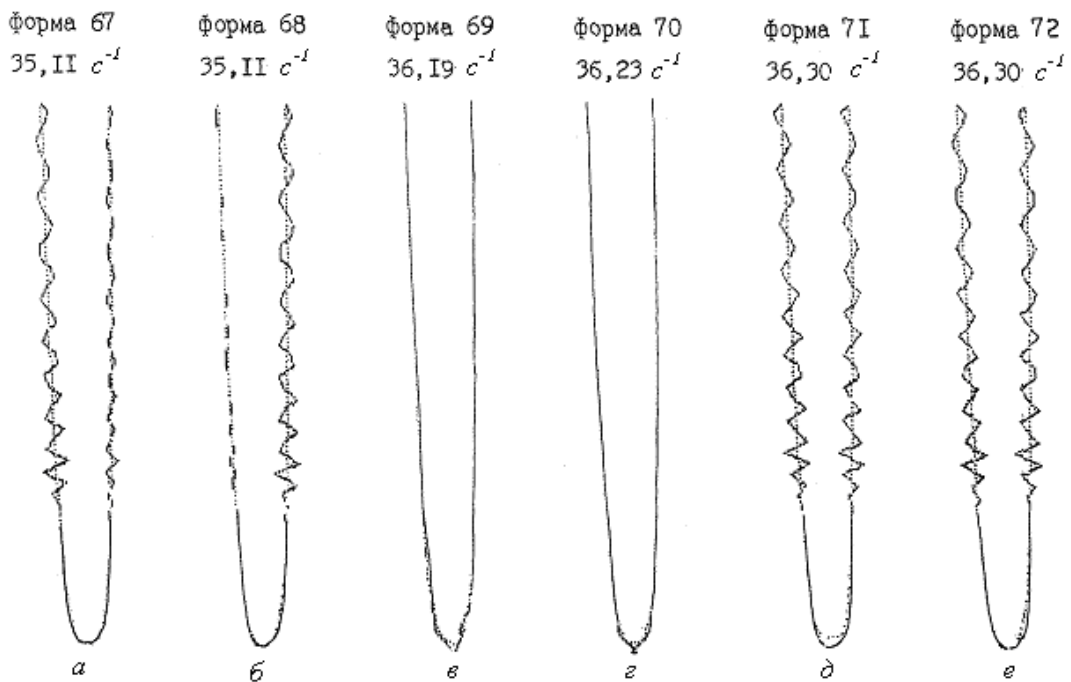


Рис. 6.7 – Формы и частоты собственных колебаний петли каната длиной $L = 50 \text{ м}$

6.2 Свободные колебания петли каната при контурном движении

Ниже описано исследование влияния контурного движения каната со скоростью V_i в петле на ее собственные колебания. Канат, как и в 6.1

моделируется однородной весомой нерастяжимой нитью длиной L и плотностью μ , подвижно закрепленной в двух точках с большой стрелой провисания (рис. 6.8).

Уравнение контурного движения нити имеет вид [69]:

$$\frac{d}{ds} \left((T - \mu V_\tau^2) \vec{\tau} \right) + \vec{P} - \mu (\vec{a}^r + \vec{a}^c) = 0, \quad (6.10)$$

где T – натяжение нити, $\vec{\tau}$ – касательный орт естественного трехгранника, s – эйлера координата, \vec{P} – интенсивность внешних сил, \vec{a}^r , \vec{a}^c – относительное и кориолисово ускорения.

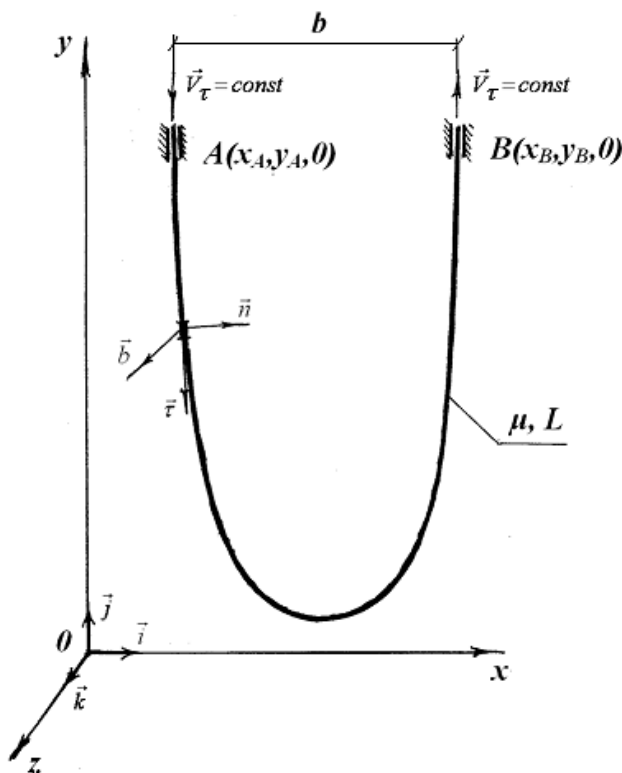


Рис. 6.8 – Схема уравновешивающего каната, совершающего контурное движение

Введем систему координат $Oxyz$ с ортами $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$, в которой плоскость xOy параллельна плоскости движения нити.

В проекциях на оси системы координат $Oxyz$ уравнение (6.10) с учетом уравнения связи $\tau_x^2 + \tau_y^2 = 1$ представим в виде:

$$\begin{aligned}
\frac{dT}{ds} &= -\tau_x \left(p_x - \mu(a_x^r + a_x^c) \right) - \tau_y \left(p_y - \mu(a_y^r + a_y^c) \right); \\
\frac{d\tau_x}{ds} &= \frac{1}{T - \mu V_\tau^2} \left(\tau_x \tau_y \left(P_y - \mu(a_y^r + a_y^c) \right) - \tau_y^2 \left(P_x - \mu(a_x^r + a_x^c) \right) \right); \\
\frac{d\tau_y}{ds} &= \frac{1}{T - \mu V_\tau^2} \left(\tau_x \tau_y \left(P_x - \mu(a_x^r + a_x^c) \right) - \tau_x^2 \left(P_y - \mu(a_y^r + a_y^c) \right) \right); \\
\frac{dx}{ds} &= \tau_x; \quad \frac{dy}{ds} = \tau_y,
\end{aligned} \tag{6.11}$$

где

$$\begin{aligned}
P_x &= 0; \quad a_x^r = \ddot{x}; \quad a_x^c = 2V_\tau \left(\dot{\tau}_x \tau_y^2 - \dot{\tau}_y \tau_x \tau_y \right); \\
P_y &= -\mu g; \quad a_y^r = \ddot{y}; \quad a_y^c = 2V_\tau \left(\dot{\tau}_y \tau_x^2 - \dot{\tau}_x \tau_x \tau_y \right).
\end{aligned}$$

Линеаризуем систему уравнений (6.11):

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta T}{ds} &= \mu \left(\tau_x \Delta \ddot{x} + \tau_y \Delta \ddot{y} + g \Delta \tau_y \right); \\
\frac{d\Delta \tau_x}{ds} &= \frac{\mu}{T - \mu V_\tau^2} \left[\frac{g \tau_x \tau_y}{T - \mu V_\tau^2} \Delta T - g \left(\Delta \tau_x \tau_y + \tau_x \Delta \tau_y \right) - \right. \\
&\quad \left. - \tau_x \tau_y \Delta \ddot{y} + \tau_y^2 \Delta \ddot{x} + 2V_\tau \left(\Delta \dot{\tau}_x \tau_y^2 - \Delta \dot{\tau}_y \tau_x \tau_y \right) \right]; \\
\frac{d\Delta \tau_y}{ds} &= \frac{\mu}{T - \mu V_\tau^2} \left[-\frac{g \tau_x^2}{T - \mu V_\tau^2} \Delta T + 2\tau_x \Delta \tau_x g - \right. \\
&\quad \left. - \tau_x \tau_y \Delta \ddot{x} + \tau_x^2 \Delta \ddot{y} + 2V_\tau \left(\Delta \dot{\tau}_y \tau_x^2 - \Delta \dot{\tau}_x \tau_x \tau_y \right) \right]; \\
\frac{d\Delta x}{ds} &= \Delta \tau_x; \quad \frac{d\Delta y}{ds} = \Delta \tau_y
\end{aligned} \tag{6.12}$$

и краевые условия

$$\Delta x(0) = \Delta y(0) = \Delta x(L) = \Delta y(L) = 0.$$

Представим решение системы (6.12) в виде:

$$\begin{aligned}
\Delta T &= \Delta T^s \sin \omega t + \Delta T^c \cos \omega t; \\
\Delta \tau_x &= \Delta \tau_x^s \sin \omega t + \Delta \tau_x^c \cos \omega t; \\
\Delta \tau_y &= \Delta \tau_y^s \sin \omega t + \Delta \tau_y^c \cos \omega t; \\
\Delta x &= \Delta x^s \sin \omega t + \Delta x^c \cos \omega t; \\
\Delta y &= \Delta y^s \sin \omega t + \Delta y^c \cos \omega t.
\end{aligned} \tag{6.13}$$

С учетом (6.13) уравнения (6.12) принимают вид:

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta T^s}{ds} &= \mu \left(-\tau_x \omega^2 \Delta x^s - \tau_y \omega^2 \Delta y^s + g \Delta \tau_y^s \right) ; \\
\frac{d\Delta T^c}{ds} &= \mu \left(-\tau_x \omega^2 \Delta x^c - \tau_y \omega^2 \Delta y^c + g \Delta \tau_y^c \right) ; \\
\frac{d\Delta \tau_x^s}{ds} &= \frac{\mu}{T - \mu V_\tau^2} \left(\frac{g \tau_x \tau_y}{T - \mu V_\tau^2} \Delta T^s - g \left(\tau_y \Delta \tau_x^s + \tau_x \Delta \tau_y^s \right) + \right. \\
&\quad \left. + \omega^2 \tau_y \left(\tau_x \Delta y^s - \tau_y \Delta x^s \right) - 2V_\tau \omega \tau_y \left(\tau_y \Delta \tau_x^c - \tau_x \Delta \tau_y^c \right) \right) ; \\
\frac{d\Delta \tau_x^c}{ds} &= \frac{\mu}{T - \mu V_\tau^2} \left(\frac{g \tau_x \tau_y}{T - \mu V_\tau^2} \Delta T^c - g \left(\tau_y \Delta \tau_x^c + \tau_x \Delta \tau_y^c \right) + \right. \\
&\quad \left. + \omega^2 \tau_y \left(\tau_x \Delta y^c - \tau_y \Delta x^c \right) + 2V_\tau \omega \tau_y \left(\tau_y \Delta \tau_x^s - \tau_x \Delta \tau_y^s \right) \right) ; \\
\frac{d\Delta \tau_y^s}{ds} &= \frac{\mu}{T - \mu V_\tau^2} \left(-\frac{g \tau_x^2}{T - \mu V_\tau^2} \Delta T^s + 2\tau_x g \Delta \tau_x^s + \right. \\
&\quad \left. + \omega^2 \tau_x \left(\tau_y \Delta x^s - \tau_x \Delta y^s \right) - 2V_\tau \tau_x \omega \left(\tau_x \Delta \tau_y^c - \tau_y \Delta \tau_x^c \right) \right) ; \\
\frac{d\Delta \tau_y^c}{ds} &= \frac{\mu}{T - \mu V_\tau^2} \left(-\frac{g \tau_x^2}{T - \mu V_\tau^2} \Delta T^c + 2\tau_x g \Delta \tau_x^c + \right. \\
&\quad \left. + \omega^2 \tau_x \left(\tau_y \Delta x^c - \tau_x \Delta y^c \right) + 2V_\tau \tau_x \omega \left(\tau_x \Delta \tau_y^s - \tau_y \Delta \tau_x^s \right) \right) ; \quad (6.14) \\
\frac{d\Delta x^s}{ds} &= \Delta \tau_x^s ; \quad \frac{d\Delta x^c}{ds} = \Delta \tau_x^c ; \quad \frac{d\Delta y^s}{ds} = \Delta \tau_y^s ; \quad \frac{d\Delta y^c}{ds} = \Delta \tau_y^c .
\end{aligned}$$

Система уравнений (6.14) замыкается краевыми условиями

$$\begin{aligned}
\Delta x^s(0) = \Delta x^c(0) = \Delta y^s(0) = \Delta y^c(0) &= 0 ; \\
\Delta x^s(L) = \Delta x^c(L) = \Delta y^s(L) = \Delta y^c(L) &= 0 .
\end{aligned} \quad (6.15)$$

Решение однородной системы линеаризованных уравнений (6.14) представим в виде суперпозиции ее решений при поочередном единичном возмущении начальных параметров. Для удовлетворения краевых условий в точке B составляем систему линейных алгебраических уравнений

$$\begin{aligned}
\Delta x_1^s C_1 + \Delta x_2^s C_2 + \Delta x_3^s C_3 + \Delta x_4^s C_4 &= 0 ; \\
\Delta x_1^c C_1 + \Delta x_2^c C_2 + \Delta x_3^c C_3 + \Delta x_4^c C_4 &= 0 ; \\
\Delta y_1^s C_1 + \Delta y_2^s C_2 + \Delta y_3^s C_3 + \Delta y_4^s C_4 &= 0 ; \\
\Delta y_1^c C_1 + \Delta y_2^c C_2 + \Delta y_3^c C_3 + \Delta y_4^c C_4 &= 0 .
\end{aligned}
\tag{6.16}$$

Значения частот возмущения ω , при которых система уравнений (6.16) вырождается, свидетельствуют о неединственности решений системы (6.14) и соответствуют собственным частотам колебаний каната [65].

По вышеизложенной методике исследована зависимость детерминанта Δ характеристической системы уравнений (6.16) от частоты возмущений ω (c^{-1}) однородной петли каната длиной $L = 50$ м погонной плотности $\mu = 17,65$ кг/м с базой $b = 2,5$ м при значениях скорости контурного движения троса $V_\tau = 0; 1$ и 10 м/с. На рис. 6.9–6.13 приведены зависимости $\Delta(\omega)$ при $V_\tau = 0$ (сплошная линия) и $V_\tau = 1$ м/с (пунктирная линия). Аналогичные зависимости при $V_\tau = 0$ (сплошная линия) и $V_\tau = 10$ м/с (пунктирная линия) изображены на рис. 6.14–6.18.

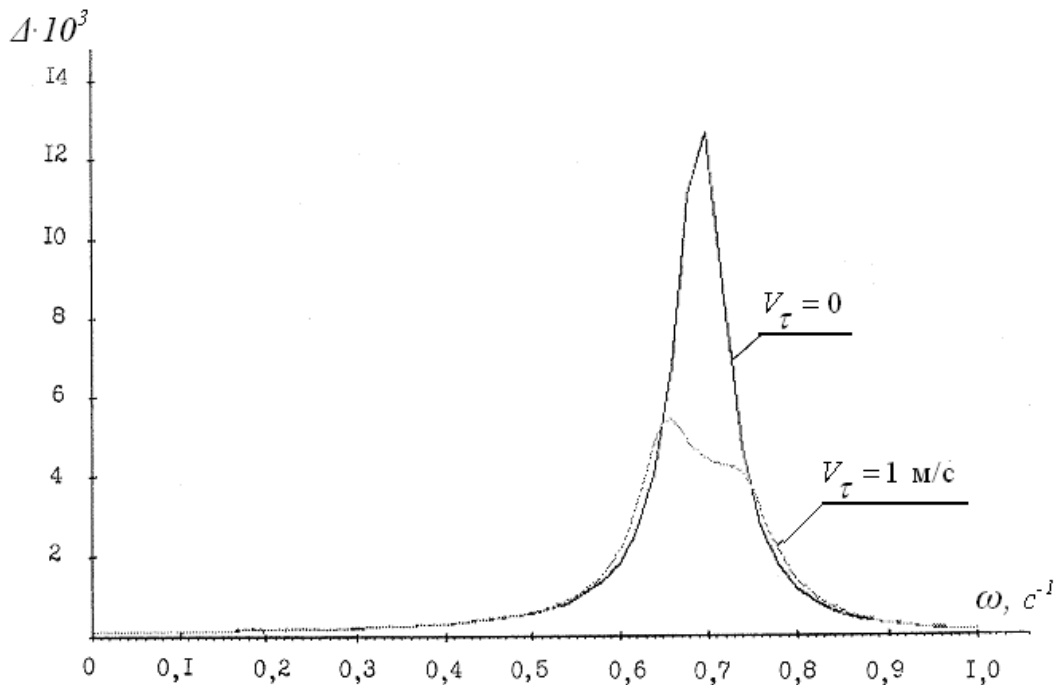


Рис. 6.9 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 1$ м/с

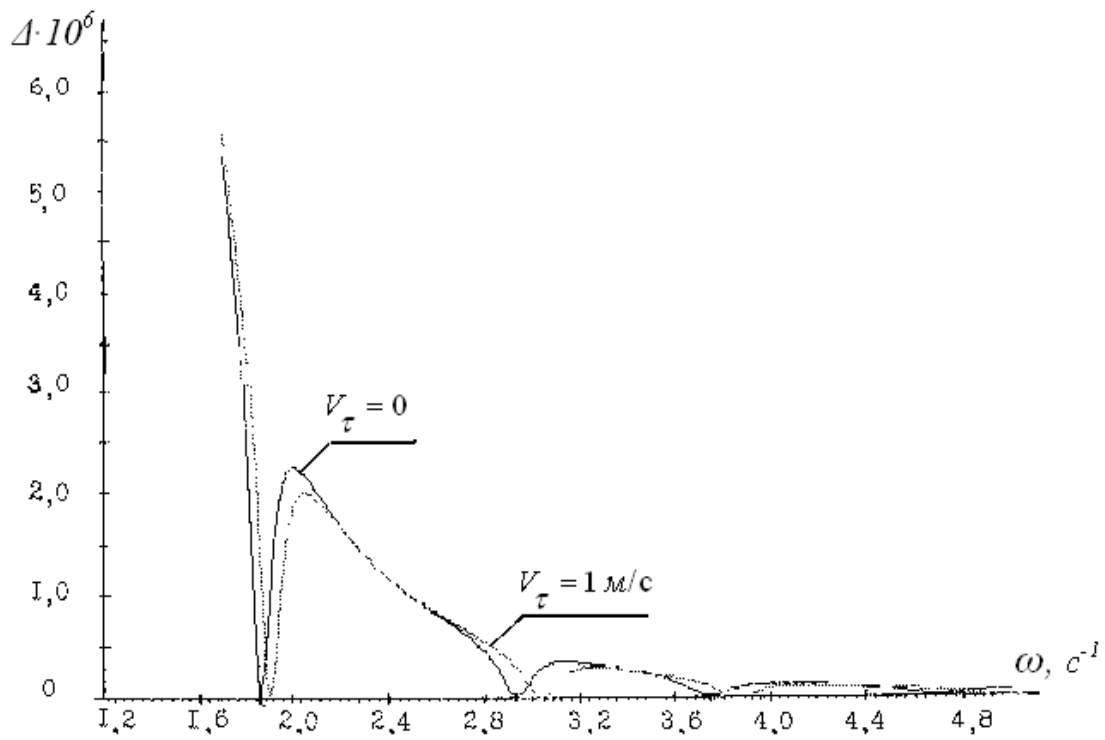


Рис. 6.10 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 1 \text{ м/с}$

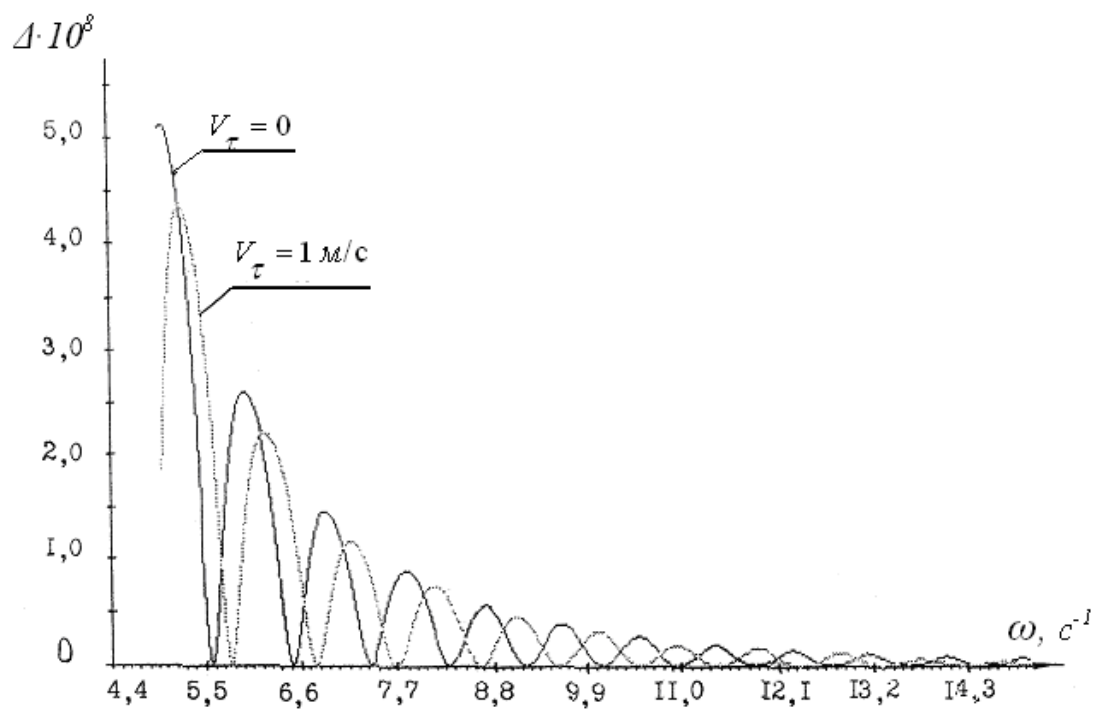


Рис. 6.11 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 1 \text{ м/с}$

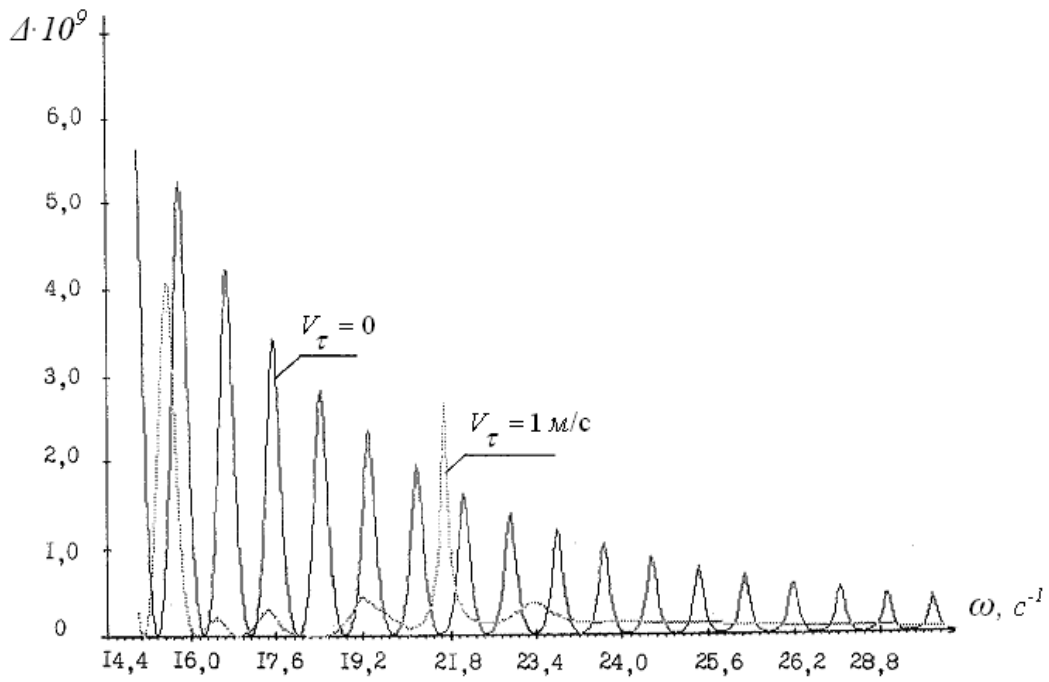


Рис. 6.12 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 1$ м/с

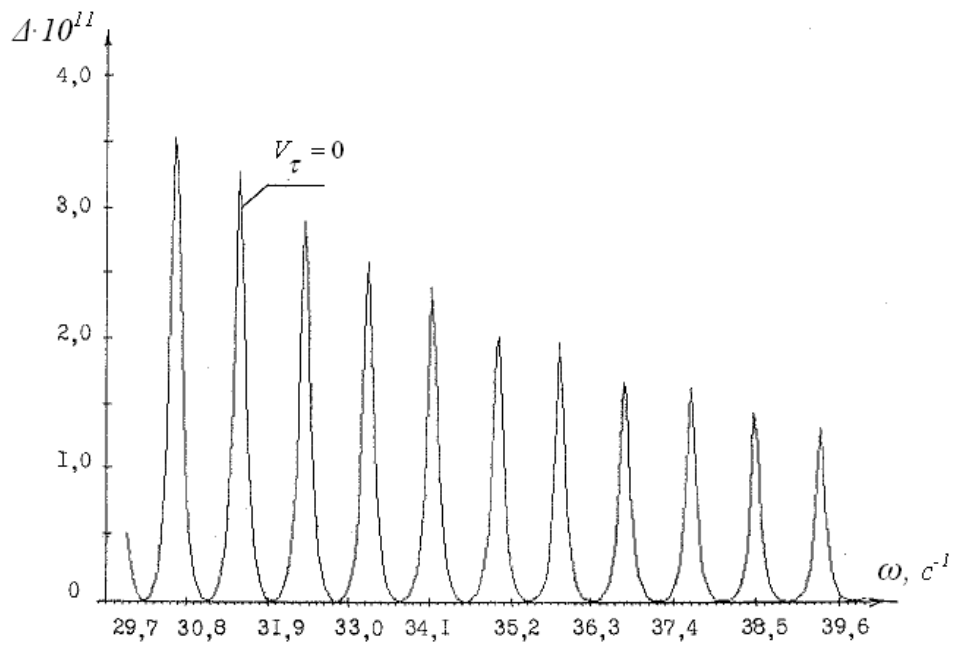


Рис. 6.13 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 1$ м/с

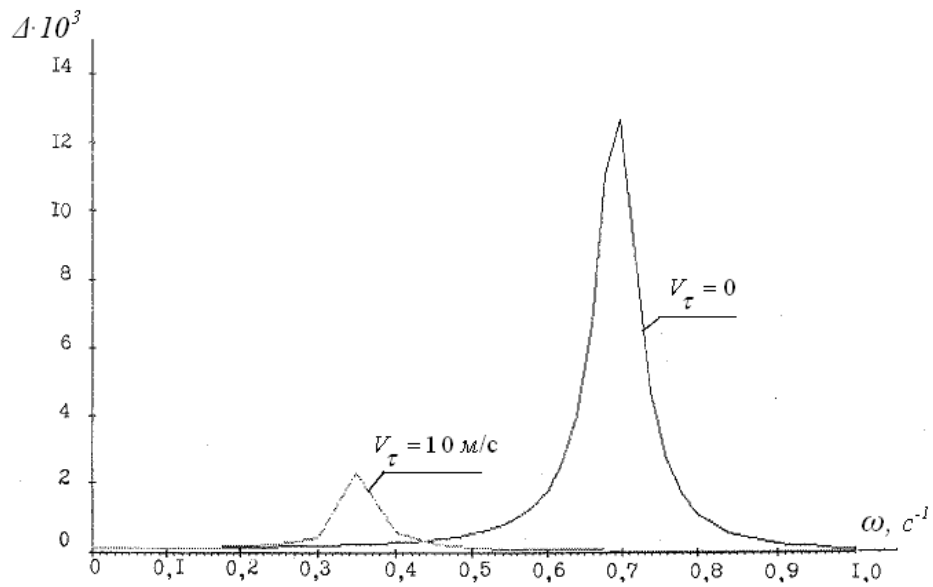


Рис. 6.14 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 10 \text{ м/с}$

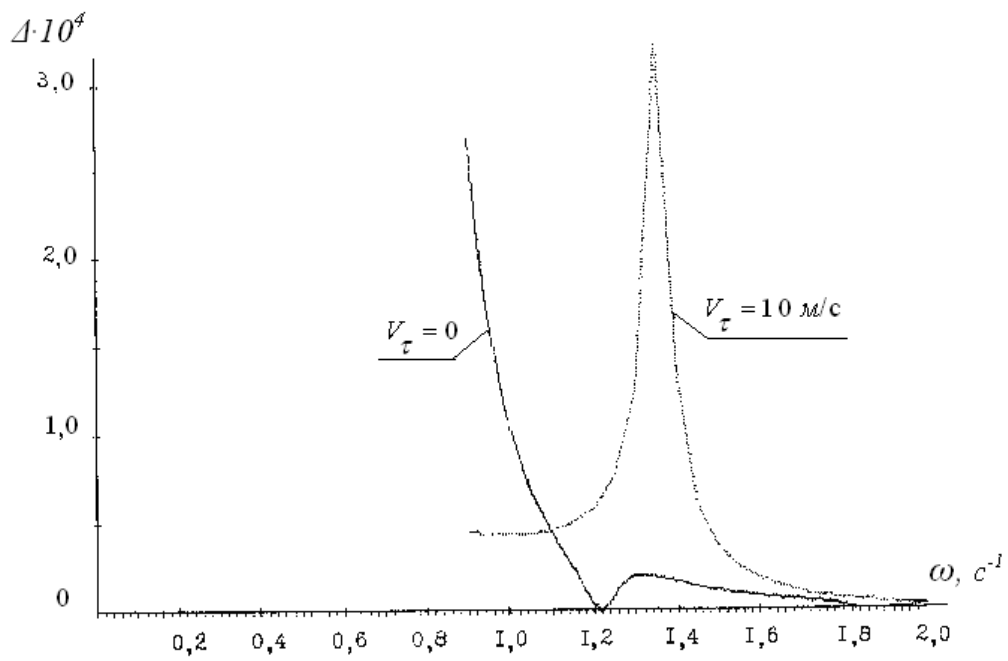


Рис. 6.15 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 10 \text{ м/с}$

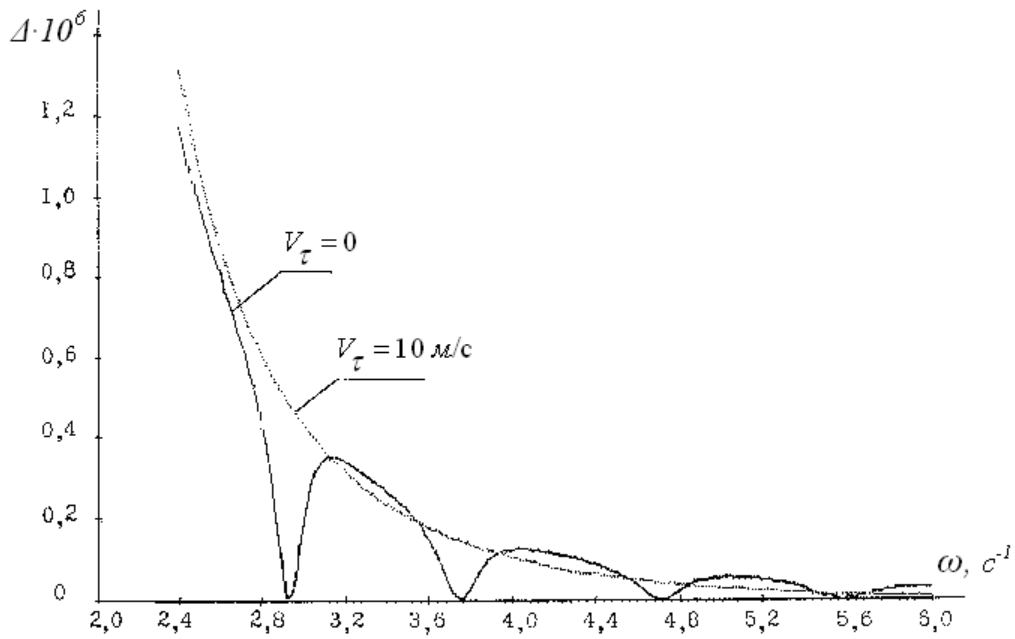


Рис. 6.16 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 10 \text{ м/с}$

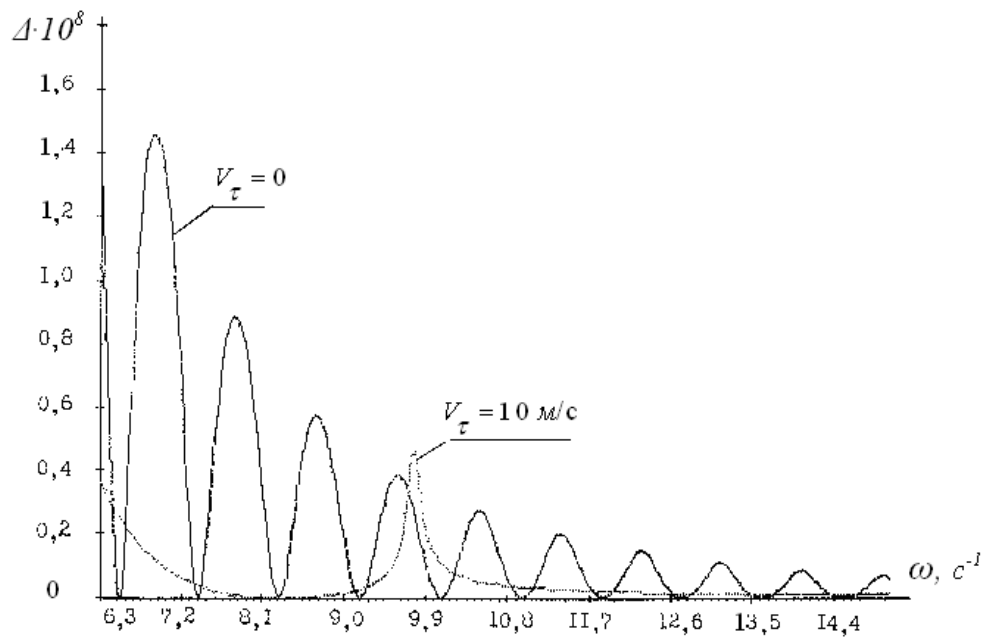


Рис. 6.17 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_\tau = 10 \text{ м/с}$

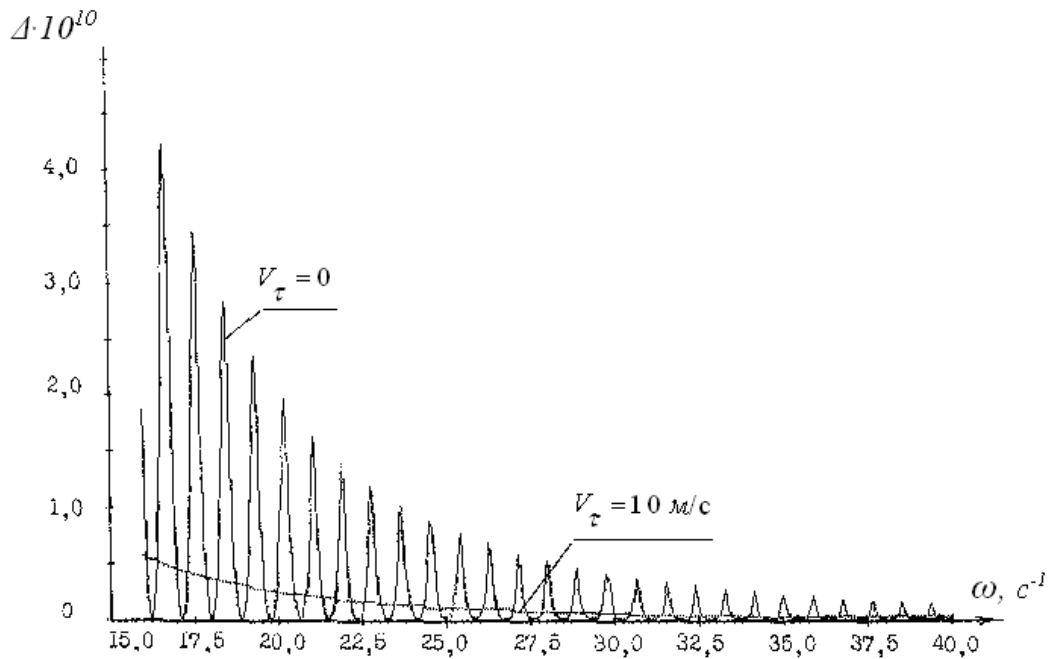


Рис. 6.18 – Зависимость детерминанта Δ от частоты возмущений ω при $V_{\tau} = 10 \text{ м/с}$

Сравнение характера изменения детерминанта системы уравнений (6.16) при разных величинах V_{τ} позволяет сделать вывод, что контурное движение уравновешивающего каната оказывает демпфирующее воздействие. Так при скорости движения подъемных сосудов $V_{\tau} = 10 \text{ м/с}$ для петли длиной $L = 50 \text{ м}$ опасна одна частота возмущений $\omega = 8,4 \text{ с}^{-1}$. С уменьшением скорости движения петля становится восприимчивой к низкочастотным воздействиям.

6.3 Вынужденные колебания петли уравновешивающего каната переменной плотности

Рассматриваются колебания петли каната при контурном движении, возбуждаемые наличием подвижных сосредоточенных масс, моделирующих переменную по длине плотность каната. Данное исследование необходимо для обоснования расстояния между переключками по влиянию этого параметра на амплитуду перемещения нижней точки петли каната при различных скоростях контурного движения.

Переключки, соединяющие параллельные тросы могут быть изготовлены из различного материала вплоть до металла, в расчете на этот случай полагаем,

что погонная плотность РТК в месте крепления перемычек увеличивается в 2 раза и равна 2μ . Принятие этого условия позволит в дальнейшем избежать варьирования инерционных параметров каната.

Расчетная схема каната, который моделируется весомой нерастяжимой нитью с сосредоточенными массами, представлена на рис. 6.19.

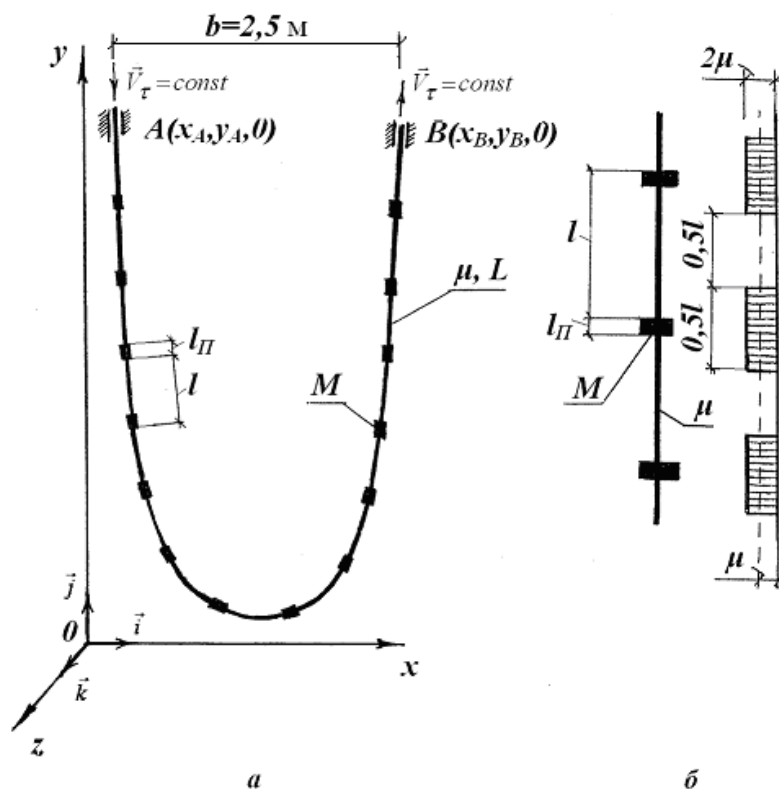


Рис. 6.19 – Схема петли уравновешивающего каната с перемычками

Используем уравнения контурного движения (6.10), (6.11), в которых μ – погонная масса нити с перемычками. Принимая во внимание то обстоятельство, что перемычки являются однородными и имеют конечные размеры, распределение масс по длине каната представим в форме, показанной на рис. 6.19, б

$$\mu = \bar{\mu} + \Delta\mu(s), \quad (6.17)$$

где $\bar{\mu}$ – погонная масса армирующих тросов, $\Delta\mu(s)$ – погонная масса перемычек.

Линеаризованные уравнения движения (6.11) с учетом (6.17) примут вид:

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta T}{ds} &= \Delta\mu\tau_y g + \bar{\mu}\tau_x\Delta\ddot{x} + \bar{\mu}\tau_y\Delta\ddot{y} + \Delta\tau_y g\bar{\mu}; \\
\frac{d\Delta\tau_x}{ds} &= \frac{\bar{\mu}\tau_x\tau_y g}{(T - \bar{\mu}V_\tau^2)^2}\Delta T - \frac{T\tau_x\tau_y g}{(T - \bar{\mu}V_\tau^2)^2}\Delta\mu + \frac{\mu\tau_y^2}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\ddot{x} - \frac{\bar{\mu}\tau_x\tau_y}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\ddot{y} - \\
&\quad - \frac{\bar{\mu}g\tau_y}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\tau_x - \frac{\bar{\mu}g\tau_x}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\tau_y + \frac{2V_\tau\bar{\mu}\tau_y^2}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\dot{\tau}_x - \frac{2V_\tau\bar{\mu}\tau_x\tau_y}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\dot{\tau}_y; \\
\frac{d\Delta\tau_y}{ds} &= -\frac{\bar{\mu}g\tau_x^2}{(T - \bar{\mu}V_\tau^2)^2}\Delta T - \frac{T\tau_x^2 g}{(T - \bar{\mu}V_\tau^2)^2}\Delta\mu - \frac{\mu\tau_x\tau_y}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\ddot{x} + \frac{\bar{\mu}\tau_x^2}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\ddot{y} + \\
&\quad + \frac{2\bar{\mu}g\tau_x}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\tau_x + \frac{2V_\tau\bar{\mu}\tau_x^2}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\dot{\tau}_y - \frac{2V_\tau\tau_x\tau_y\bar{\mu}}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}\Delta\dot{\tau}_x; \\
\frac{d\Delta x}{ds} &= \Delta\tau_x; \\
\frac{d\Delta y}{ds} &= \Delta\tau_y.
\end{aligned} \tag{6.18}$$

Для аппроксимации функции $\Delta\mu(s)$ представим ее в виде ряда Фурье

$$\Delta\mu = \sum_{n=0}^N \mu_n \sin \frac{2\pi ns}{l}. \tag{6.19}$$

Учитывая то, что частота возмущения ω связана с расстоянием между перемычками l и скоростью контурного движения троса V_τ соотношением

$$\omega = \frac{2\pi V_\tau}{l} \tag{6.20}$$

для решения системы уравнений (6.18) воспользуемся методом Фурье. Для этого представим $\Delta\mu$ и функции ΔT , $\Delta\tau_x$, $\Delta\tau_y$, Δx , Δy отрезками ряда Фурье по временной координате

$$\Delta\mu = \sum_{n=0}^N \mu_n \sin \left(\frac{2\pi ns}{l} + n\omega t \right), \tag{6.21}$$

где μ_n – коэффициенты ряда Фурье (6.19)

$$\begin{aligned}
\Delta T &= \frac{1}{2} \Delta T^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta T_n^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta T_n^s(s) \sin n\omega t ; \\
\Delta \tau_x &= \frac{1}{2} \Delta \tau_x^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta \tau_{xn}^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta \tau_{xn}^s(s) \sin n\omega t ; \\
\Delta \tau_y &= \frac{1}{2} \Delta \tau_y^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta \tau_{yn}^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta \tau_{yn}^s(s) \sin n\omega t ; \\
\Delta x &= \frac{1}{2} \Delta x^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta x_n^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta x_n^s(s) \sin n\omega t ; \\
\Delta y &= \frac{1}{2} \Delta y^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta y_n^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta y_n^s(s) \sin n\omega t .
\end{aligned} \tag{6.22}$$

Подставляя (6.21), (6.22) в уравнения (6.18) и ограничиваясь небольшим числом членов ряда Фурье ($N = 3 \dots 5$), проинтегрируем обе части полученных уравнений на интервале от 0 до $t = \frac{2\pi}{\omega}$. Получим систему обыкновенных дифференциальных уравнений относительно функций $\Delta T_n^0(s)$, $\Delta T_n^c(s)$, $\Delta T_n^s(s)$ ($n = \overline{1, N}$) и т.д. Общее количество уравнений зависит от числа удерживаемых членов ряда и равно $(2N + 1)5$.

Опуская громоздкие выкладки, приведем здесь систему разрешающих уравнений для случая $N = 1$:

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta T^0}{ds} &= \mu g \Delta \tau_y^0 + 2\bar{\mu} g \tau_y ; \\
\frac{d\Delta \tau_x^0}{ds} &= C_T \Delta T^0 + 2C_M \bar{\mu} + C_{\tau_x} \Delta \tau_x^0 + C_{\tau_y} \Delta \tau_y^0 ; \\
\frac{d\Delta \tau_y^0}{ds} &= K_T \Delta T^0 + 2K_M \bar{\mu} + K_{\tau_x} \Delta \tau_x^0 + K_{\tau_y} \Delta \tau_y^0 ; \\
\frac{d\Delta x^0}{ds} &= \Delta \tau_x^0 ; & \frac{d\Delta y^0}{ds} &= \Delta \tau_y^0 ;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta T^s}{ds} &= -\bar{\mu}\tau_x\omega^2\Delta x^s - \bar{\mu}\tau_y\omega^2\Delta y^s + \bar{\mu}g\Delta\tau_y^s + \bar{\mu}g\tau_x\cos\frac{2\pi s}{l}; \\
\frac{d\Delta\tau_x^s}{ds} &= C_T\Delta T^s - C_x\omega^2\Delta x^s - C_y\omega^2\Delta y^s + C_{\tau x}\Delta\tau_x^s + C_{\tau y}\Delta\tau_y^s - \\
&\quad - C_{\tau\tau x}\omega\Delta\tau_x^c - C_{\tau\tau y}\omega\Delta\tau_y^c + \bar{\mu}C_M\cos\frac{2\pi s}{l}; \\
\frac{d\Delta\tau_y^s}{ds} &= K_T\Delta T^s - K_x\omega^2\Delta x^s - K_y\omega^2\Delta y^s + K_{\tau x}\Delta\tau_x^s + K_{\tau y}\Delta\tau_y^s - \\
&\quad - K_{\tau\tau x}\omega\Delta\tau_x^c - K_{\tau\tau y}\omega\Delta\tau_y^c + \bar{\mu}K_M\cos\frac{2\pi s}{l}; \\
\frac{d\Delta x^s}{ds} &= \Delta\tau_x^s; \quad \frac{d\Delta y^s}{ds} = \Delta\tau_y^s; \\
\frac{d\Delta T^c}{ds} &= -\bar{\mu}\tau_x\omega^2\Delta x^c - \bar{\mu}\tau_y\omega^2\Delta y^c + \bar{\mu}g\Delta\tau_y^c + \bar{\mu}g\tau_y\sin\frac{2\pi s}{l}; \\
\frac{d\Delta\tau_x^c}{ds} &= C_T\Delta T^c - C_x\omega^2\Delta x^c - C_y\omega^2\Delta y^c + C_{\tau x}\Delta\tau_x^c + C_{\tau y}\Delta\tau_y^c + \\
&\quad + C_{\tau\tau x}\omega\Delta\tau_x^s - C_{\tau\tau y}\omega\Delta\tau_y^s + \bar{\mu}C_M\cos\frac{2\pi s}{l}; \\
\frac{d\Delta\tau_y^c}{ds} &= K_T\Delta T^c - K_x\omega^2\Delta x^c - K_y\omega^2\Delta y^c + K_{\tau x}\Delta\tau_x^c + K_{\tau y}\Delta\tau_y^c + \\
&\quad + K_{\tau\tau x}\omega\Delta\tau_x^s + K_{\tau\tau y}\omega\Delta\tau_y^s + \bar{\mu}K_M\sin\frac{2\pi s}{l}; \\
\frac{d\Delta x^c}{ds} &= \Delta\tau_x^c; \quad \frac{d\Delta y^c}{ds} = \Delta\tau_y^c,
\end{aligned} \tag{6.23}$$

где обозначено:

$$\begin{aligned}
C_T &= \frac{A\tau_x\tau_y g}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}; \quad C_M = -\frac{A^2 T \tau_x \tau_y g}{\mu^2}; \quad C_x = A\tau_y^2; \\
C_y &= -A\tau_x\tau_y; \quad C_{\tau x} = -Ag\tau_y; \quad C_{\tau y} = -Ag\tau_x; \quad C_{\tau\tau x} = 2AV_\tau\tau_y^2; \\
C_{\tau\tau y} &= -2AV_\tau\tau_x\tau_y; \quad K_T = -\frac{A\tau_x^2 g}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}; \quad K_M = \frac{A^2\tau_x^2 g}{\mu^2}; \\
K_y &= A\tau_x^2; \quad A = \frac{\bar{\mu}}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}; \quad K_{\tau x} = 2A\tau_x g; \quad K_{\tau\tau y} = 2AV_\tau\tau_x^2; \\
K_{\tau\tau x} &= -2A\tau_x\tau_y V_\tau; \quad K_{\tau y} = 0.
\end{aligned}$$

Краевые условия имеют вид:

$$\begin{aligned}
 s = 0: \quad & \Delta x^0 = \Delta x^c = \Delta x^s = \Delta y^0 = \Delta y^c = \Delta y^s = 0; \\
 s = L: \quad & \Delta x^0 = \Delta x^c = \Delta x^s = \Delta y^0 = \Delta y^c = \Delta y^s = 0.
 \end{aligned}
 \tag{6.24}$$

Линеаризованная краевая задача решалась методом начальных параметров с дискретной ортогонализацией. Для интегрирования системы уравнений (6.23) применялся метод Рунге-Кутты четвертого порядка.

По разработанной методике определены скорости контурного движения V_τ , которые соответствуют резонансным частотам вынужденных колебаний петли РТК с перемычками, расположенными по ее длине с постоянным шагом $l = 1; 3; 5$ и 10 м.

На рис. 6.20 показана зависимость горизонтальной составляющей x_c амплитуды колебаний нижней точки петли каната длиной $L = 50$ м с погонной плотностью $\mu = 17,65$ кг/м с шагом расположения перемычек $l = 10$ м от скорости контурного движения каната V_τ . Формы вынужденных колебаний петли при $V_\tau = 1,2; 1,6; 2,5; 6,4; 7,9; 10,0; 10,6; 11,0; 12,0$ м/с, соответствующие некоторым резонансным частотам представлена на рис. 6.21–6.24.

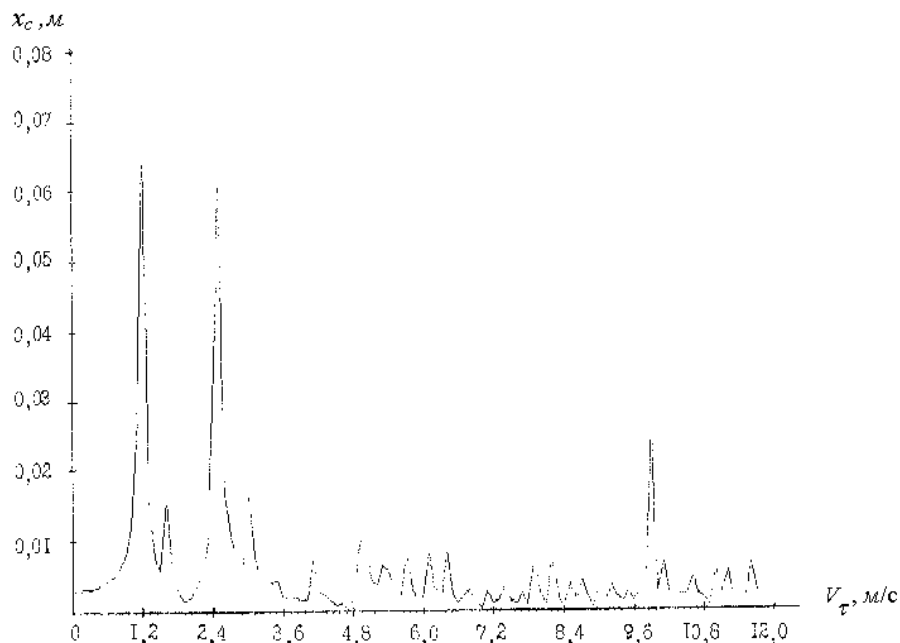


Рис. 6.20 – Зависимость горизонтальной составляющей x_c амплитуды колебаний нижней точки тросовой петли длиной $L = 50$ м с шагом перемычек $l = 10$ м от скорости контурного движения троса

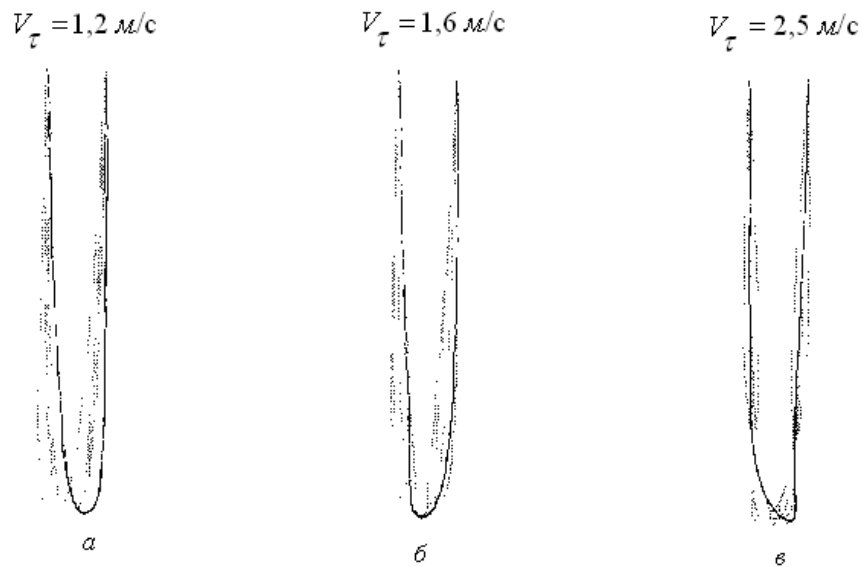


Рис. 6.21 – Формы вынужденных колебаний тросовой петли длиной $L = 50 \text{ м}$ с шагом перемычек $l = 10 \text{ м}$

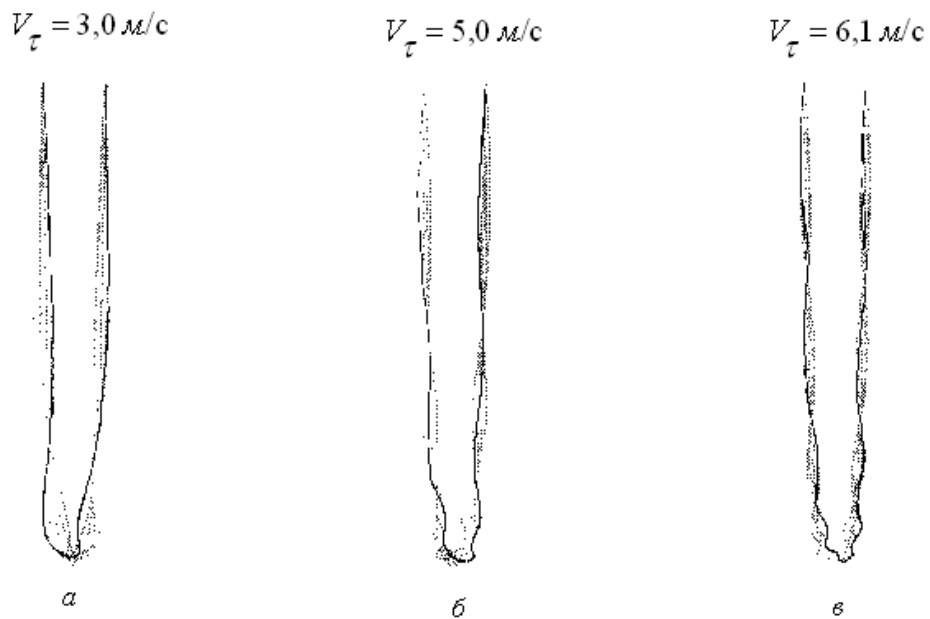


Рис. 6.22 – Формы вынужденных колебаний тросовой петли длиной $L = 50 \text{ м}$ с шагом перемычек $l = 10 \text{ м}$

Аналогичная зависимость $x_c(V_{\tau})$ и формы колебаний при шаге расположения перемычек $l = 1 \text{ м}$, представлены на рис. 6.25 и рис. 6.26–6.28.

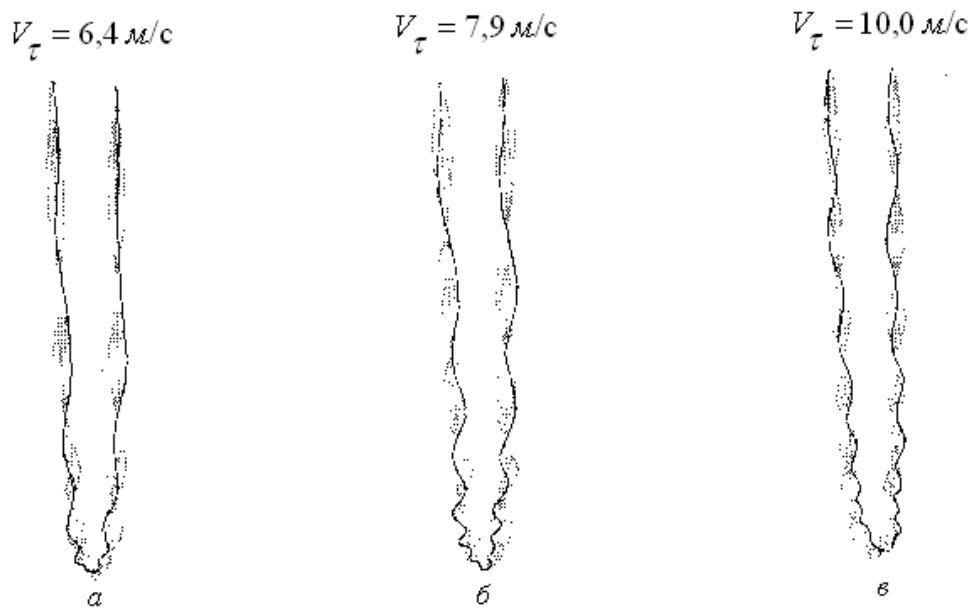


Рис. 6.23 – Формы вынужденных колебаний тросовой петли длиной $L = 50$ м с шагом перемычек $l = 10$ м

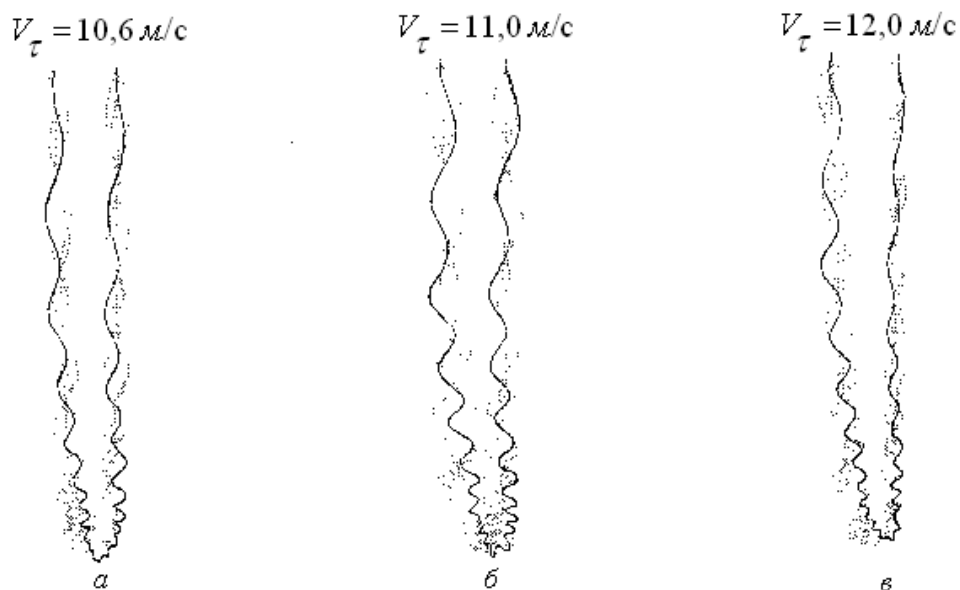


Рис. 6.24 – Формы вынужденных колебаний тросовой петли длиной $L = 50$ м с шагом перемычек $l = 10$ м

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что при погонной плотности перемычек равной плотности основных армирующих тросов расстояний между перемычками может быть выбрано в пределах 1–10 м и это не вызовет опасного увеличения амплитуды перемещения петли уравновешивающего каната при скоростях движения подъемных сосудов 1–10 м/с. При больших скоростях

движения каната его контурное движение оказывает стабилизирующее воздействие на колебания петли каната.

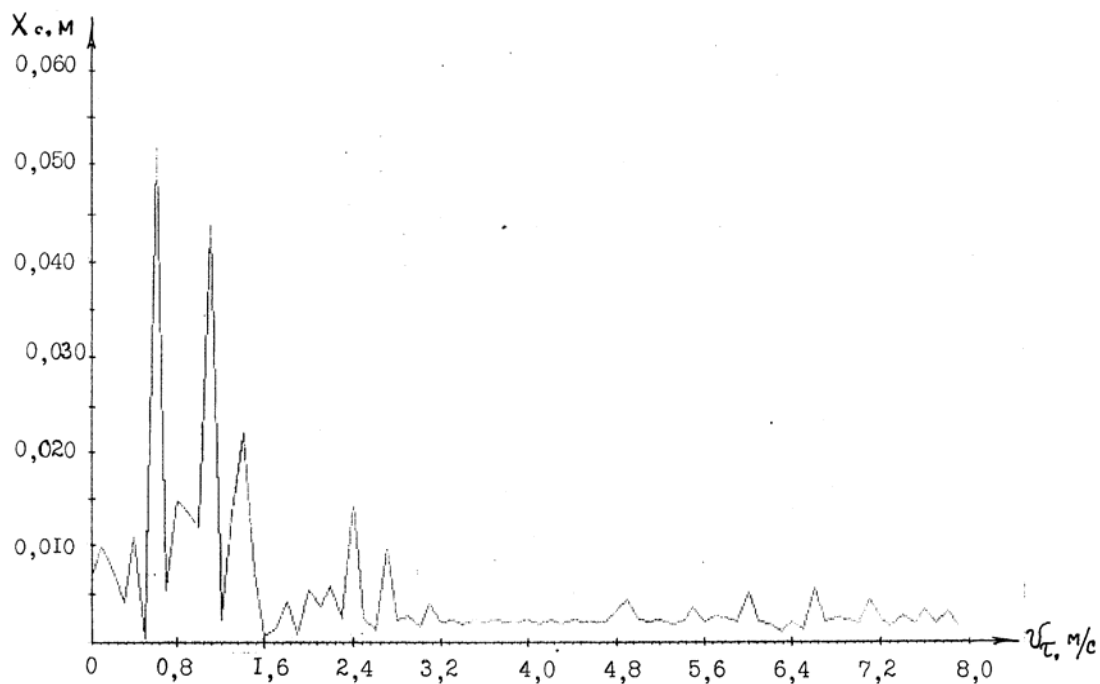


Рис. 6.25 – Зависимость горизонтальной составляющей x_c амплитуды колебаний нижней точки тросовой петли длиной $L = 50$ м с шагом перемычек $l = 1$ м от скорости контурного движения троса

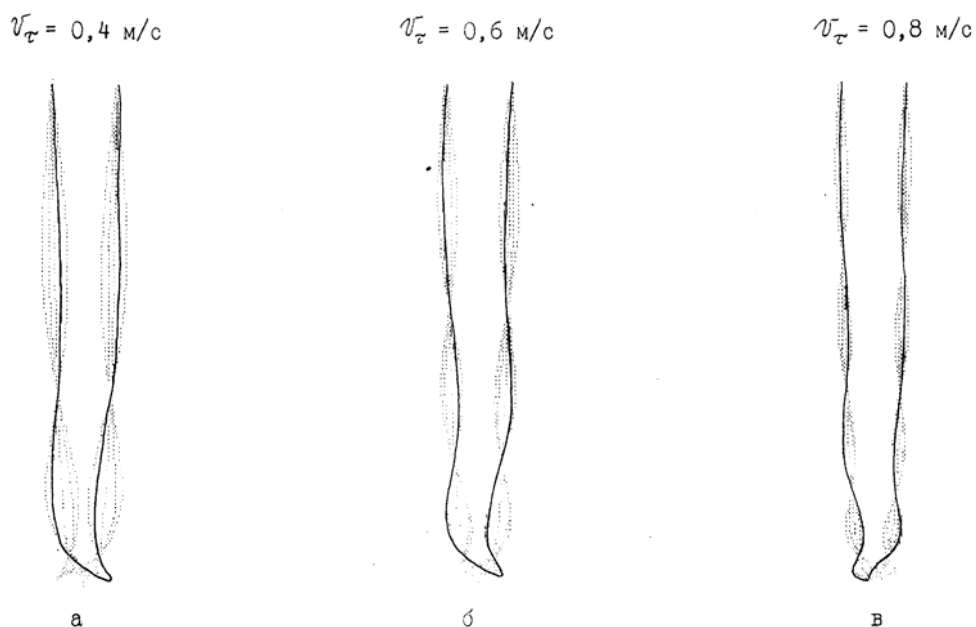


Рис. 6.26 – Формы вынужденных колебаний тросовой петли длиной $L = 50$ м с шагом перемычек $l = 1$ м

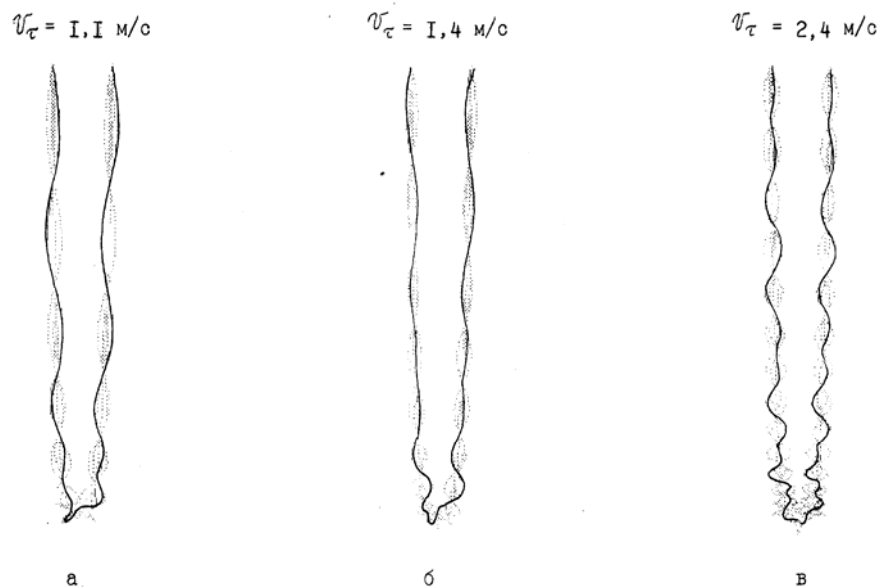


Рис. 6.27 – Формы вынужденных колебаний тросовой петли длиной $L = 50$ м с шагом перемычек $l = 1$ м

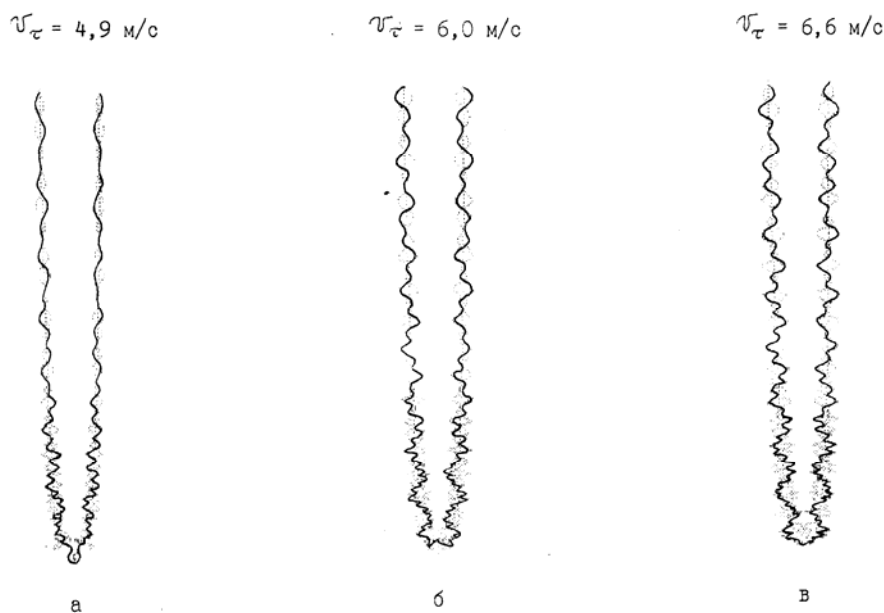


Рис. 6.28 – Формы вынужденных колебаний тросовой петли длиной $L = 50$ м с шагом перемычек $l = 1$ м

6.4 Экспериментальные исследования поперечных колебаний петли уравнивающего каната

Исследования были выполнены на скиповой подъемной установке шахты «Родина», п/о «Кривбассруда». Технические характеристики подъемной установки приведены выше в разделе (5.5). Скорость движения подъемных сосудов 9,4 м/с. Высота подъема 1200 м, длина уравнивающего каната 1260 м.

Резинотросовый уравнивающий канат изготавливался из транспортной ленты 2РТЛ-2500, выпускаемой Курским заводом РТИ отрезками длиной 100–150 м, методом состыкования вулканизацией отдельных отрезков до необходимой навесной длины. В стыках тросы одного из соединяемых участков располагают между тросами второго участка, изменяя (увеличивая) погонную массу РТК в стыке почти в 2 раза. Такой канат можно рассматривать как канат переменной по длине плотности, как в разделе 6.3, с шагом расположения участков увеличенной плотности 100–150 м.

При испытаниях кинокамеру устанавливали на нижнем горизонте, направляя ось объектива перпендикулярно плоскости канатов, на таком расстоянии от канатов, при котором последние не выходили за пределы зоны обзора объективов. Отклонения канатов измеряли от неподвижного ориентира, прикрепленного к конструкции ствола. Освещение осуществлялось прожектором.

На рис. 6.29 представлены отклонения от вертикали отвеса поднимающейся ветви РТК за весь цикл подъема. Амплитуды поперечных колебаний не превышает 15 см, что находится в полном соответствии с теоретически прогнозируемыми результатами.

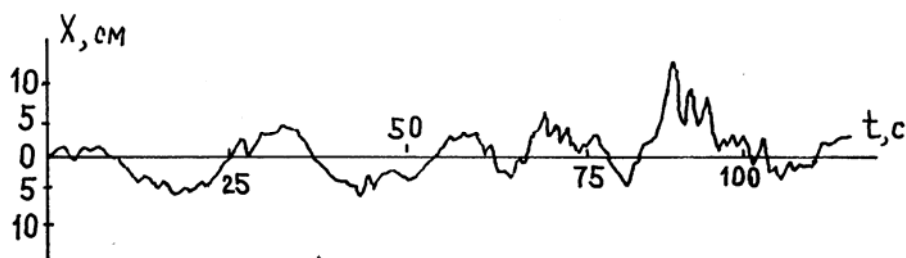


Рис. 6.29 – Отклонения от вертикали нижнего сечения отвеса РТК за весь цикл подъема

Для оценки влияния локального изменения плотности РТК на горизонтальные перемещения петли был поставлен следующий опыт. Отрезок РТК длиной 1,5 м был прикреплен к уравнивающему РТК на расстоянии 500 м от прицепного устройства, и в момент его прохождения через петлю выполняли киносъемку поперечных перемещений петли при различной

скорости движения сосудов (до 10 м/с). Обработка результатов киносъемки показала, что наличие такого участка не приводит к значительному увеличению амплитуды колебаний петли РТК.

Результаты этих испытаний свидетельствуют о возможности применения как РТК переменной плотности, так и РТК со стыковыми соединениями, что может потребоваться при ремонте канатов или при переходе на новый горизонт.

6.5 Основные результаты и выводы

1. Контурное движение уравнивающего каната в петле оказывает демпфирующее воздействие на поперечные колебания каната. При этом отмеченное воздействие тем больше, чем больше скорость каната. Таким образом, большие амплитуды колебаний петли каната могут иметь место в периоды разгона и торможения подъемной установки.

2. Для каната переменной плотности с резиновыми перемычками при шаге расположения перемычек 1–10 м и скорости движения подъемных сосудов 0–20 м/с частота динамического возмущения, вызванного «прохождением» перемычками нижней части петли, находится в пределах 6–125 с⁻¹. В этом диапазоне частот формы собственных колебаний однородного РТК реализуется в основном на отвесах, причем, чем выше частота собственных колебаний, тем меньшая длина верхней части отвеса совершает колебания.

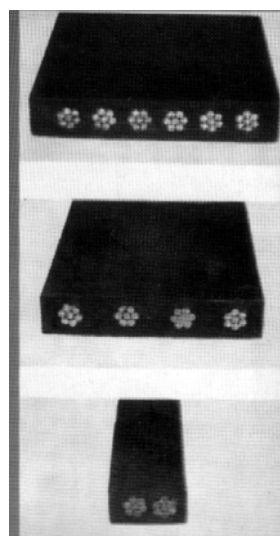
3. Анализ результатов исследования вынужденных колебаний уравнивающего каната переменной плотности показывает, что предпочтительно принимать при изготовлении РТК малый шаг перемычек (1–2 м), при этом контурное движение каната будет вызывать быстро затухающие высокочастотные колебания малой амплитуды.

4. Результаты натурных исследований поперечных колебаний РТК переменной плотности в шахтных условиях находятся в хорошем соответствии с теоретическими результатами.

7 РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ РТК-1 И РТК-2 И ИХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

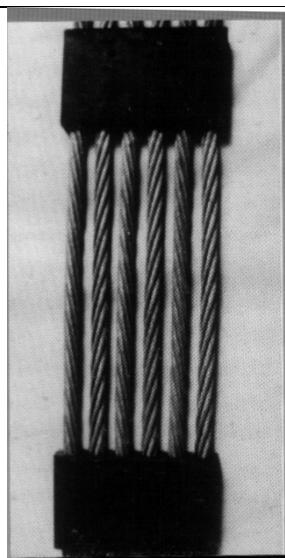
Применительно к существующему типоразмерному ряду подъемных машин и подъемных канатов разработаны типоразмерные ряды новых обрешиненных уравнивающих канатов РТК-1 и РТК-2, приведенные в табл. 7.1 и табл. 7.2.

Таблица 7.1– Типоразмерный ряд канатов РТК-1



Условное обозначение каната	М*, кг	Р _к , кН
РТК-1 4,0–72x28/2x15,0	4,0	264,6
6,5–102x28/4x15,0	6,5	501,4
7,0–116x28/4x15,0	7,0	501,4
8,4–124x35/4x15,0	8,4	501,4
10,5–128x35/4x18,5	10,5	753,1
13,0–184x35/4x18,5	13,0	753,1
15,0–176x35/6x18,5	15,0	1129,6
16,2–202x35/6x18,5	16,2	1129,6
16,8–187x35/4x25,5	16,8	1278,7

Таблица 7.2– Типоразмерный ряд канатов РТК-2



Условное обозначение каната	М*, кг	Р _к , кН
РТК-2 4,0/2x21,5	4,0	522,6
6,8/2x28,5	6,8	912,0
8,9/4x23,0	8,9	1191,0
10,5/4x25,0	10,5	1349,0
13,3/6x23,0	13,3	1767,0
15,8/6x25,0	15,8	2024,0
16,9/6x26,0	16,9	2237,0
18,4/6x27,0	18,4	2462,0

* Обозначено: М– масса 1 погонного метра каната, Р_к–разрывное усилие каната.

В условном обозначении каната РТК-1, например первого в типоразмерном ряду: 4,0 – погонная масса каната, кг; 72x28 – размеры поперечного сечения в мм; 2x15,0 – два армирующих каната диаметром 15,0 мм. В условном обозначении каната РТК-2, например первого в типоразмерном ряду: 4,0 – погонная масса каната, кг; 2x21,5 – два армирующих каната диаметром 21,5 мм.

Были разработаны временные технические условия на экспериментальную партию 120 тысяч погонных метров «Канаты резиновых уравнивающих». В них приведены рекомендуемые для производства параметры полностью обрешиненных канатов РТК-1 с погонной массой 4,0–18,4 кг/м на основе металлотов $d = 15,0 - 25,0$ мм и частично обрешиненных канатов РТК-2 с погонной массой 4,0–18,4 кг/м на основе металлотов $d = 20,5 - 28,5$ мм. Процентное содержание резины в РТК-1 составляет 34–61%, в РТК-2 – 5–7%.

Выпуск РТК-1 и РТК-2 освоен в производственном объединении по добыче руд подземным способом «Кривбассруда». С 01.1995 г. началась их опытно-промышленная эксплуатация.

Ниже приведено описание способа и технологии изготовления РТК, результаты их испытаний и опытно-промышленной эксплуатации, сравнительная оценка их долговечности с лучшими зарубежными аналогами.

7.1 Технология изготовления РТК и физико-механические показатели применяемых резин

Метод изготовления РТК – вулканизация резины в прессе при температуре 150⁰С и удельном давлении 5,5 МПа.

Схема технологического процесса представлена на рис. 7.1. С накопительного барабана 1 через гребенку 2 тросы подаются на натяжное устройство 3, в котором каждый трос натягивается грузом. На подготовительном столе 4 тросы вручную обкладывают сырой резиной (нижняя

обкладка, прослоечная резина между тросами, верхняя обкладка). Собранный и прикатанный пакет поступает в гидравлический пресс 5 длиной 6 м. После вулканизации осуществляется контроль качества каната на специальном столе 6, затем канат наматывается на приемный барабан 7. Резина в жидкой фазе проникает внутрь прядей и при высоком давлении и температуре устанавливается адгезионная связь резины с оцинкованной поверхностью проволоки. Применяемые материалы и технология производства обеспечивают связь между резиной и тросом не менее 45–70 Н/мм для тросов диаметром 15–28,5 мм.

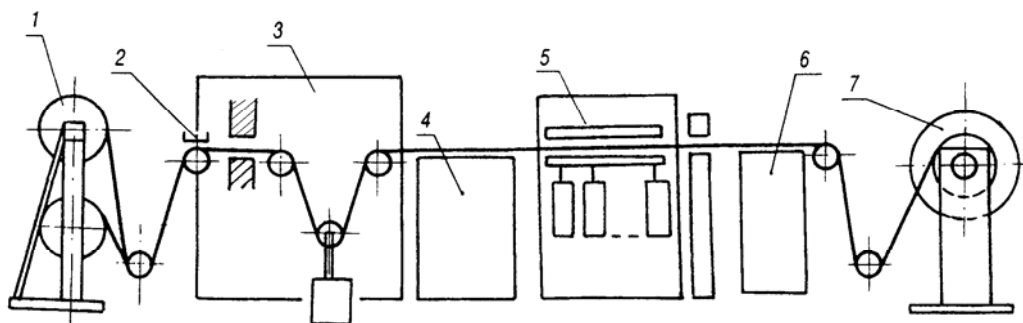


Рис. 7.1 – Схема технологического процесса изготовления РТК

До настоящего времени в СНГ не было опыта изготовления резиновых изделий с цинковым покрытием проволоки, выпускались резиновые транспортерные ленты только на основе латунированных тросов диаметром 4,2–12,9 мм. Огнестойкость лент обеспечивалась введением антипиренов (хлорпарафина и триоксида сурьмы) в обкладочную резину. Во внутреннем слое ленты применялась неогнестойкая резина, обеспечивающая прочную связь с латунированным тросом. Регламентировались следующие физико-механические показатели резины:

1. Условная прочность при растяжении σ_p , МПа;
2. Относительное удлинение при разрыве, ε , %;
3. Потери объема при истирании V_0 , мм³.

Для РТЛ-1000 – РТЛ-1600 эти показатели составляют соответственно:
 $\sigma_p = 15,6 - 24,0$ МПа, $\varepsilon = 300 - 450\%$, $V_0 = 150 - 160$ мм³.

Зарубежные фирмы выпускают в последние годы РТЛ на основе оцинкованных тросов. Естественно, что состав резиновых смесей фирмами засекречен.

Вследствие этого была поставлена задача разработки рецептуры резин, для обеспечения высокой прочности связи между резиной и оцинкованным тросом. Исследования выполнялись в НИИ крупногабаритных шин (КГШ) (г.Днепропетровск). Для испытания были предложены различные варианты резиновых смесей: изготовления Польши (шифр-ПЛ), ПО «Курскрезинотехника» (шифр-КРМ), опытного завода НИИ КГШ (шифр-832) и новая резиновая смесь (шифр-63). Испытания выполнялись на оцинкованном тросе $d = 3,5$ мм. Для определения адгезионной связи был выбран метод блоков, в соответствии с которым образец представлял собой резиновый блок размером 50x34x17 мм, по центру которого расположена нить испытываемого троса длиной 2000 мм, а справа и слева запресованы образцы троса длиной 500 мм. Прессформа с 8 образцами устанавливалась между двумя нагреваемыми плитами, вулканизация резины продолжалась 40 минут при температуре 151⁰С и давлении на форму, обеспечивающем удельное давление 5 МПа. В табл. 7.3. приведены технические и адгезионные свойства обкладочных смесей.

Одним из основных показателей качества адгезии является сопротивление вырыву троса из резины. Чем выше этот показатель, тем меньше вероятность коррозии тросов при повреждении резинового покрытия и выше прочность стыковых соединений в транспортерных лентах. Значение этого параметра определяется при испытаниях на разрывной машине трехтросового образца и вычисляется по формуле

$$H = \frac{P}{l}, \quad (7.1)$$

где P – усилие вырыва среднего троса из образца (концевые сечения двух других тросов закрепляются в зажимах испытательной машины); l – длина образца (100 мм).

Таблица 7.3 – Технические и адгезионные свойства обкладочных смесей для обрешивания оцинкованного троса

Показатели	Шифр резиновых смесей			
	ПЛ	КРМ	832	63
<i>Невулканизационные смеси</i>				
Вязкость при 100 ⁰ С, усл.ед.	77	65	62	50
Сопротивление подвулканизации при 130 ⁰ С, мин.	14,5	9,5	9,0	25,0
<i>Резина</i>				
Условное напряжение при удлинении 300 %, МПа	14,5	7,3	7,1	17,6
Условное напряжение при растяжении, МПа	22,1	18,9	20,7	17,6
Относительное удлинение при разрыве, %	425	545	565	300
Сопротивление раздиру, кН/м	82	82	73	80
Твердость, ед. по Шору				
- при 23 ⁰ С	73	61	58	77
- при 100 ⁰ С	69	55	52	70
Эластичность, %				
- при 23 ⁰ С	33	36	40	25
- при 100 ⁰ С	46	47	50	48
Прочность связи по методу блоков с оцинкованным тросом				
- при 23 ⁰ С, кН/м	28,5	5,5	6,7	13,0
- после паровоздушного старения 100 ⁰ С 96 час	14,0	5,7	4,4	9,3
- после старения в 5% р-ре в течение 6 час.	23,5	6,7	4,3	10,0

Как следует из табл. 7.3 для польской резины $H = 28,5$ кН/м, а для новой отечественной резины шифра 63 $H = 13,0$ кН/м при диаметре троса 3,5 мм.

Требования к показателю H для бесстыковых РТК с оцинкованными тросами еще не определены, хотя польский опыт свидетельствует о допустимости значения показателя $H = 50–150$ кН/м для тросов $d = 14–25$ мм. В разработанных с нашим участием технических требованиях и

технических условиях на РТК-1 и РТК-2 мы ориентировались на значения H на основе отечественной резины, разработанной НИИ КГШ. С учетом показателей этой резины в табл. 7.4 приведены значения H для оцинкованных тросов применяемых диаметров.

Таблица 7.4 – Сопротивление вырыву троса из резины

Диаметр троса, мм	15,0	17,5	18,5	20,5	23,0	25,0
H , кН/м (Н/мм)	55,7	64,8	68,5	75,9	85,2	92,6

Естественно, что эти значения нельзя признать окончательными. В дальнейшем необходимо совершенствование рецептуры резин.

7.2 Испытания и опытно-промышленная эксплуатация РТК

В соответствии с описанным выше технологическим процессом и разработанными ТУ в 1995 г. были изготовлены экспериментальные образцы уравнивающих каанатов РТК-1 и РТК-2. Их навеска и эксплуатация осуществлялась с разрешения комитета ГОСНАДЗОРОХРАНТРУДА Украины в соответствии со Временной инструкцией по эксплуатации обрешиненных уравнивающих канатов в шахтных стволах и Программой и методикой испытаний экспериментальных обрешиненных уравнивающих канатов, разработанных с участием автора.

Было навешено 2 каната типа РТК-2, 8 канатов типа РТК-1, из них 6 – на рудных шахтах ПО «Кривбассруда» и 2 каната – на угольной шахте им. Героев космоса объединения «Павлоградуголь».

Канаты РТК-2 – 15,4-245x40/6x25,0 (погонная масса каната – 15,4 кг/м, ширина соединительных элементов – 245 мм, толщина – 40 мм, число армирующих тросов – 6, их диаметр – 25,0 мм) навешены в январе 1995 г. и в июле 1995 на скиповом подъеме шахты «Первомайская-2». Длина канатов (глубина подъема) – 600 м. Армирующие оцинкованные тросы соединены между собой привулканизированными резиновыми элементами длиной 200 мм

с постоянным шагом 1,5 м. Для удобства запанцировки в прицепных устройствах концевые участки канатов длиной 20–30 м полностью завулканизированы в резину по типу РТК-1.

Канаты РТК-1 – 15,0-200x32/6x18,5 (погонная масса – 15,0 кг/м, размеры поперечного сечения – 200x32 мм, число армирующих тросов – 6 диаметром 18,5 мм) навешены в сентябре 1995 г. на шахте им. В.И. Ленина (клетевой и скиповой подъемы) и на шахте Гвардейской (клетевой и скиповой подъемы). Длины отвесов канатов 1300 м и 1450 м соответственно.

Канат РТК-1 – 15,0-147x35/4x25,0 длиной 600 м и канат РТК-1 – 13,0-134x35/4x23,0 длиной 500 м навешены в марте 1996 г. на угольном и породном подъемах шахты им. Героев космоса ПО «Павлоградуголь».

Опытно-промышленная эксплуатация канатов происходила в период с января 1995 г. по июнь 1996 г. Приказами по ПО «Кривбассруда» №177 от 30.12.1994 г. и №190 от 04.08.1995 г. были назначены составы приемочных комиссий для выработки заключения о работоспособности канатов и целесообразности (или нецелесообразности) серийного выпуска новых РТК. За этот период была выполнена серия экспериментальных исследований.

7.2.1 Испытания на вырыв троса из резины

От прочности связи между тросом и резиной зависит прочность и долговечность РТК. Поэтому этот показатель является одним из основных, характеризующих РТК.

Испытания образцов канатов на сопротивление вырыву троса производят на разрывной машине любой конструкции (рис. 7.2). Концы тросов закрепляют в зажимах II испытательной машины и вытягивают средний трос из резины.

Сопротивление вырыву троса из образца определяют по формуле (7.1).

Для резиNOTросовых лент и РТК первого поколения (на основе тросов $d = 4,6 - 10,5$) при испытаниях рабочую длину образца строго регламентировали значением $l = 100$ мм.

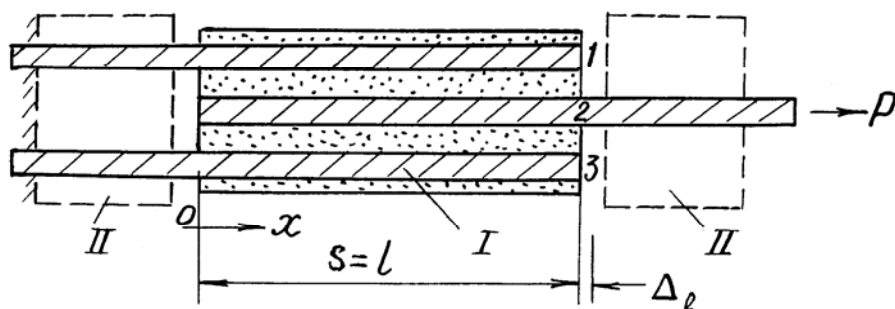


Рис. 7.2 – Схема испытаний образца РТК на сопротивление вырыву троса из резины

Однако РТК нового поколения выполнены на основе тросов $d = 15,0 - 28,0$ мм и здесь длина l должна быть увеличена для надежного получения значения H .

Увеличение значения l может привести к такому неравномерному распределению касательных усилий в резине по длине участка l , что в сечениях $x = 0$ и $x = l$ (рис. 7.2) будут максимальные значения усилий, а в середине участка длиной l эти напряжения даже могут приближаться к нулю.

Вследствие этого в соответствии с методикой анализа напряженно-деформированного состояния образца РТК (рис. 7.2) для параметров канатов на основе металлотросов $d = 15,0 - 28,0$ мм были определены зависимости изменения касательных усилий $T(x)$ в резине и усилий в тросах $P(x)$ от длины l [66].

При этом было установлено, что для конструкции РТК-1 и РТК-2 при длине образца $l \leq 250$ мм могут быть использованы следующие формулы:

$$T(0) \approx T(l) \approx T \approx G_T \Delta_l, \quad (7.2)$$

$$\frac{P}{\Delta_l} \approx 2G_T l,$$

где $G_T = k_G G$ – сдвиговая жесткость резиновой матрицы, G – модуль сдвига резины, k_G – коэффициент формы РТК, Δl – удлинение троса под действием силы P (рис. 7.2).

Из выражений (7.2)

$$2T = \frac{P}{l}; \quad \Delta_l = \frac{T}{G_T}. \quad (7.3)$$

В формуле (7.2) T – касательное усилие на половине контура троса, а в формуле (7.1) « H » – по всему контуру, т.е.

$$T = \frac{H}{2}.$$

Таким образом, формула (7.1) может быть использована при условии равномерного распределения касательных усилий T по длине участка l . Для параметров РТК-1 и РТК-2 эта длина обеспечения равномерности касательных усилий составляет $l \leq 250$ мм.

Вследствие этого в дальнейших испытаниях по определению сопротивления вырыву троса длину образцов при испытаниях принимали l менее 250 мм. Ниже приведены значения H для образцов РТК на основании тросов $d = 18,5 - 25$ мм.

Для образцов на основании тросов $d = 18,5$ мм: $H = 51; 75; 60; 79$ Н/мм.

Для образцов на основании тросов $d = 25,0$ мм: $H = 91; 105; 100,2; 100; 120$ Н/мм.

Значение H существенно зависит от удельного давления прессования. Так, образцы на основании тросов $d = 18,5$ мм изготавливали при удельном давлении 3,0 МПа, а образцы на основании троса $d = 25,0$ мм – при удельном давлении 5,5 МПа (55 кг/см^2).

Были выполнены испытания образцов при смазывании поверхностей тросов перед вулканизацией следующими клеями: двойной хемосил, лейконат. Результаты испытаний образцов РТК, вырезанных из каната РТК-2 – 15,0-198x32/6x18,5 соответственно составили (при удельном давлении 2,5 МПа и $l = 150$ мм):

- при смазке двойным хемосилом усилие вырыва троса $P = 9600$ Н; 9500 Н;
- при смазке лейконатом – соответственно $P = 9300, 9900$ Н;

- при отсутствии клея – $P = 5600$ Н.

Как видно при удельном давлении 3,0 МПа различие усилий при наличии клея весьма существенное, в то время как при давлении прессования $\geq 5,5$ МПа это различие не превышало 20%. Последнее обстоятельство следует объяснить относительно низкой прочностью цинкового покрытия, нанесенного на трос, так как при испытаниях следы цинкового покрытия оставались на резине, т.е. дальнейшее увеличение прочности связи между тросом и резиной при некачественном цинковом покрытии неэффективно.

Выполненные испытания позволяют установить прямую связь между величиной показателя H (7.1) и удельным давлением прессования, что можно объяснить следующим образом. При большом удельном давлении (свыше 5,5 МПа) резиновая смесь становится жидкой и, как показал анализ образцов, обволакивает не только проволоки наружных прядей, но и проникает в сердечник троса. При этом происходит увеличение площади контакта между проволоками и резиной и, следовательно, увеличивается прочность связи.

На основании данных этих испытаний был сделан вывод о необходимости изготовления РТК при удельном давлении прессования 5,5 МПа. Эти рекомендации были переданы ПО «Кривбассруда» и использованы при изготовлении резиновых канатов типа РТК-1 – 13,5-147x35/4x25,0 для шахты им. Героев Космоса ПО «Павлоградуголь». Образцы, вырезанные из этих канатов имели прочность связи не менее 100 Н/мм.

7.2.2 Агрегатные испытания образцов РТК

Эти испытания выполнялись на горизонтальной 200 Т испытательной машине КИС КГРИ. Частично эти испытания были выполнены при тензометрических исследований напряженно-деформированного состояния РТК (см. 7.3.3.). Эти данные приведены в актах испытаний, а также были выполнены агрегатные испытания цельных образцов.

1. Агрегатные испытания частично обрезиненного уравнивающего каната РТК-2 – 10,5/4х25,0.

Образец закрепляли в зажимах машины по схеме, представленной на рис. 7.3 (самозажимное прицепное устройство). Были испытаны два образца, значения разрушающей нагрузки 1250 кН и 1210 кН. Эти значения почти на 10% ниже значений регламентируемых ТУ (1349 кН), что согласуется с действующей инструкцией по эксплуатации каната.

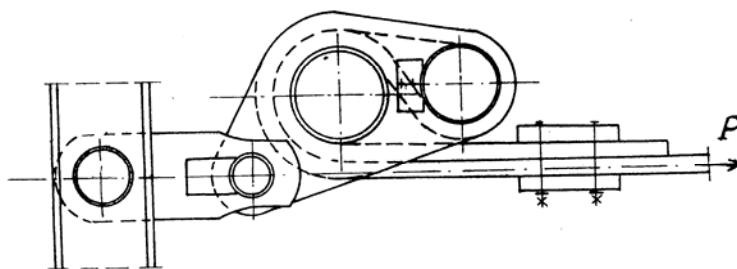


Рис. 7.3 – Самозажимное прицепное устройство

2. Агрегатные испытания образца РТК-1 – 15,0-200х32/6х18,5 из трех тросов (три троса были повреждены в одном сечении при тензометрических исследованиях. Агрегатная прочность этого образца составила 560 кН. Расчетное теоретическое значение остаточной прочности должно составлять с учетом коэффициента неравномерности $k_i = 2,45$

$$P_{\text{ост}} = \frac{P_{\text{тр}}}{k_1} = \frac{209,2 \cdot 6}{2,45} = 512 \text{ кН},$$

где $P_{\text{тр}} = 209,2$ кН – агрегатная прочность троса; $m = 6$ – число тросов.

Сравнение действительной (560 кН) и расчетной (512 кН) величин показывает, что действительная агрегатная прочность троса $d = 18,5$ мм превышает регламентируемую ТУ.

То же можно сказать об агрегатной прочности троса $d = 20,5$ мм (испытания каната РТК-1-10,5-118х33/4х20,5) и троса $d = 25,0$ мм при испытаниях каната РТК-2 – 15,4-245/6х25,0.

7.2.3 Тензометрические исследования напряженно-деформированного состояния РТК

Для исследования продольных деформаций тросов был использован метод наклейки тензорезисторов непосредственно на поверхность РТК.

При этом участок РТК разделяли под наклейку тензорезисторов как показано на рис. 7.4. Наклейку датчиков на резину осуществляли специальным клеем типа ТОП-ТОП. Сигнал от тензорезисторов поступал на ЦТИ-1 (цифровой тензометрический усилитель), который представляет результаты измерений в цифровом виде.

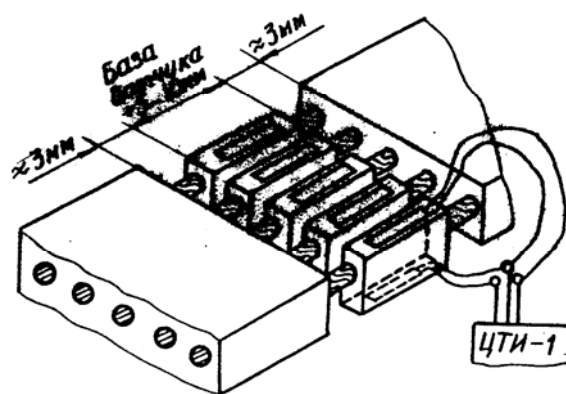


Рис. 7.4 – Схема разделки РТК под наклейку тензорезисторов

На рис. 7.5 представлен график деформирования одиночного обрезиненного троса $d = 18,5$ мм конструкции $6 \times 19 + 1 \times 19$. Образец из трех тросов, вырезанный из РТК, закрепляли в зажимах 200 т горизонтальной испытательной машины в КИС КГРИ, затем разрушали крайние тросы и разрезали прослоечную резину между соседними тросами, как показано на рис. 7.6. Такая схема закрепления образца позволяет определить действительную агрегатную прочность троса без потери прочности на улитках, плашковых жимках и др. При испытаниях датчик наклеивали на резину по оси троса. Как видно из рис. 7.5 датчик обладает петлей гистерезиса, что не является препятствием для использования этого метода.

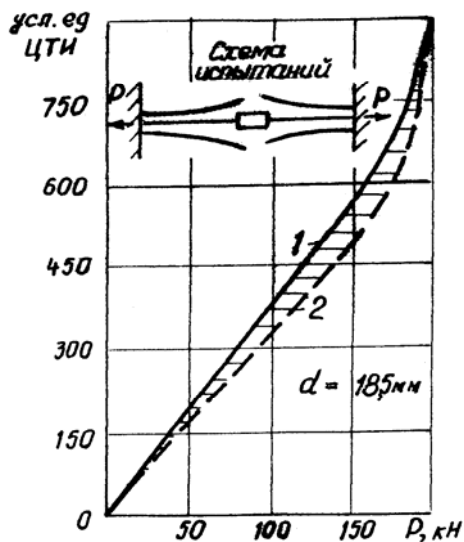


Рис. 7.5 – График деформирования одиночного обрешиненного троса $d = 18,5$ мм конструкции 6x19+1x19



Рис. 7.6 – Фотография испытаний на растяжение одиночного троса

При испытаниях образец нагружали усилием до разрушения, фиксировали показания ЦТИ на определенных уровнях нагружения, на основании которых была построена кривая деформирования (рис. 7.5). Агрегатная прочность троса по данным испытания составила 220 кН, что несколько превышает значение, регламентируемое ТУ, что объясняется схемой закрепления концов тросов, когда усилия от зажимов к тросам передаются через сдвиговые деформации резины в зоне запанцировки.

Ниже приведена графическая обработка данных испытаний образцов поврежденных РТК (повреждения наносили искусственно).

Технология испытаний состояла в следующем.

Образец РТК закрепляли в зажимах испытательной машины (рис. 7.7.). Длина образцов при испытаниях (между зажимами испытательной машины) составляла 3 м.

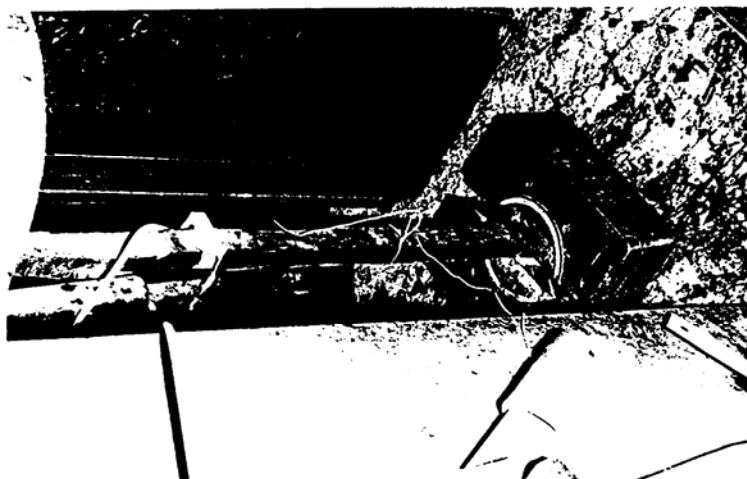


Рис. 7.7 – Фотография запанцировки образца в клиновых захватах горизонтальной испытательной машины

В средней части образца резиновую оболочку разделявали под наклейку тензорезисторов, как это показано на рис. 7.4. После наклейки тензорезисторов на поверхность РТК, их соединяли с измерительной аппаратурой. Затем образец нагружали растягивающим усилием до $0,5-0,8 R_k$ и выполняли тарировку датчиков, наклеенных над каждым тросом, при этом фиксировали (записывали) показания ЦТИ на нескольких уровнях нагружений.

Далее выполняли повреждение РТК, например, части проволок, одного и более тросов РТК. После нанесения повреждений снова выполняли нагружение отрезка РТК в зажимах испытательной машины, при этом на тех же уровнях нагружения, что и при тарировке, фиксировали показания ЦТИ. На основе сравнения показаний ЦТИ на одном и том же уровне нагружения в опыте (при наличии повреждений) Δ^* и при тарировке (неповрежденный РТК) Δ_T

определяли коэффициент перегрузки целых тросов (коэффициент неравномерности распределения усилий) по формуле

$$k_i = \frac{\Delta^*}{\Delta_T}$$

Коэффициент k_i характеризует, во сколько раз усилие в данном сечении i -го троса превосходит среднее усилие, приходящееся на один трос РТК.

На рис. 7.8 и рис. 7.9 представлены графические зависимости изменения коэффициентов неравномерности усилий по ширине резинотросового каната из 4-х тросов диаметром 20,5 мм (РТК-1-10,5-118х33/4х20,5) и каната из 6 тросов (РТК-1-15,0-200х32/6х18,5) при наличии повреждений тросовой основы.

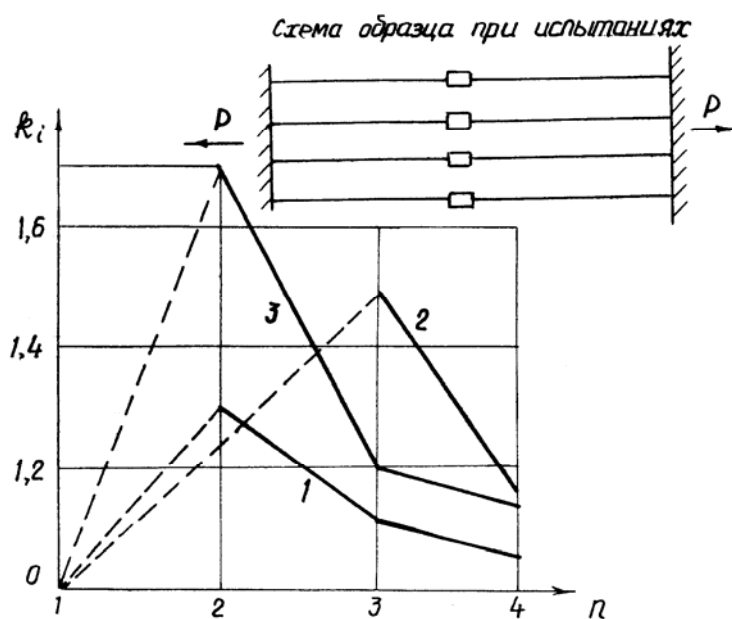


Рис. 7.8 – Графические зависимости коэффициента неравномерности k_i по сечению РТК-1 из 4-х тросов при наличии повреждений:
 1 – повреждено 50% проволочек крайнего (первого) троса;
 2 – повреждено 50% проволочек 1-го и 2-го тросов или 25% общего числа проволочек;
 3 – поврежден крайний (первый) трос

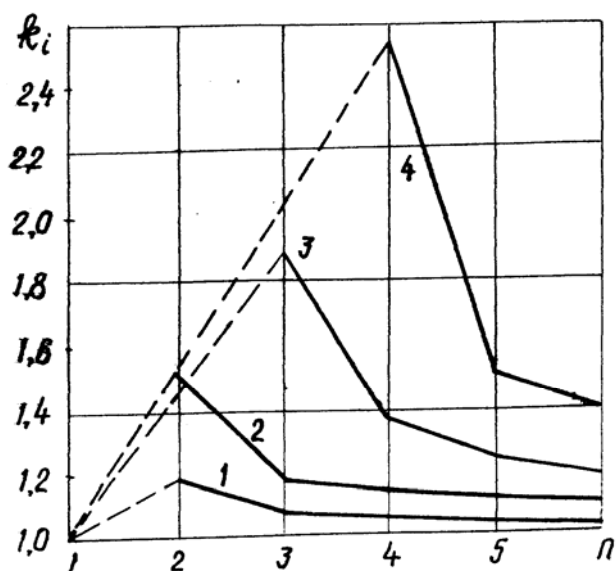


Рис. 7.9 – Графические зависимости коэффициента неравномерности k_i по сечению РТК-1 из 6 тросов при наличии повреждений:
 1 – повреждено 50% проволок крайнего (первого) троса или 8,3% общего числа проволок;
 2 – при повреждении крайнего (первого) троса или 16,6% общего числа проволок;
 3 – при повреждении 1-го и 2-го тросов; 4 – при повреждении 1, 2, 3 тросов (трех крайних тросов) или 50% общего числа проволок

Как следует из рисунков, наличие повреждений существенно уменьшает прочность каната, при этом наиболее нагруженным оказывается трос, соседний с повреждением. По мере удаления от зоны повреждения усилия в тросах резко уменьшаются.

Для удобства анализа полученных результатов данные испытаний приведены в табл. 7.5, в которой также приведены результаты теоретического решения задачи напряженно-деформированного состояния образцов РТК, изложенных в главе 5. При расчетах полагали модуль упругости тросов $E = 150$ ГПа. Как следует из таблицы расхождение между экспериментальными и теоретическими значениями не превышает 10%, т.е. надежность теоретических результатов достаточно высокая, что позволяет в дальнейшем не выполнять большого числа дорогостоящих испытаний, а использовать теоретически полученные результаты, например, при обосновании норм их выбраковки, методов ремонта канатов и др.

Таблица 7.5 – Значения коэффициентов неравномерности распределения усилий поврежденных канатов

Характер повреждения	Значения коэффициента неравномерности k_i							
	РТК-1				РТК-2			
	$n = 4$		$n = 6$		$n = 4$		$n = 6$	
	экспер.	теор.	экспер.	теор.	экспер.	теор.	экспер.	теор.
Повреждено 50% проволоки (одного) крайнего троса	1,31	1,41	1,21	1,21	1,16	1,21	1,10	1,18
Повреждено 50% проволоки 1-го и 2-го тросов	1,45	1,52	1,37	1,42			1,16	1,21
Поврежден крайний трос	1,65	1,69	1,57	1,51	1,29	1,35	1,25	1,30
Поврежден 1-ый и 2-ой крайние тросы	2,54	2,62	1,95	1,98	1,51	1,60	1,58	1,63
Поврежден 1, 2, 3-ий тросы			2,45	2,62			2,12	2,20

7.2.4 Эксперименты и контроль состояния РТК в шахтных условиях

В соответствии с «Программой и методикой испытаний...» были выполнены следующие исследования в шахтных условиях: контроль деформации резиновых соединительных элементов РТК-2; исследование поведения канатов в шахтном стволе; контроль состояния канатов магнитными дефектоскопами.

7.2.4.1 Контроль деформации резиновых соединительных элементов РТК-2

Резиновый соединительный элемент является связующим звеном между отдельными тросами, благодаря которому канат, состоящий из отдельных тросов, становится цельным изделием. Резина в соединительном элементе работает на сдвиг вследствие относительных смещений отдельных тросов. Эти смещения могут быть вызваны различием модулей упругости тросов, их натяжений, различием вытяжки тросов и др.

Относительные смещения сечений каната обусловят возникновение касательных усилий в резиновых прослойках между тросами и при

определенной величине касательных усилий произойдет отслоение троса от резины и расслоение каната.

Для контроля напряженно-деформированного состояния резины соединительных элементов на шести элементах ниже прицепных устройств под каждым скипом перед навеской канатов были нанесены белые полосы перпендикулярно оси тросов с шагом 20 мм, шириной 2 мм (рис. 7.10). В процессе испытаний велось наблюдение за искривлением полос в процессе эксплуатации РТК. Для тарировки показаний измерений был выполнен следующий эксперимент. Образец РТК из 3 тросов, вырезанный из соединительного элемента ($S = 150$ мм), закрепляли в зажимах испытательной машины, как показано на рис. 7.2. На поверхность образца наносили краской белые полосы перпендикулярно оси тросов так же, как и на соединительных элементах в шахте. Далее с помощью индикатора часового типа измеряли перемещение среднего троса при разном усилии натяжения. При этом поперечные полосы искривлялись и устанавливалось соответствие между перемещением троса и величиной искривления полос.

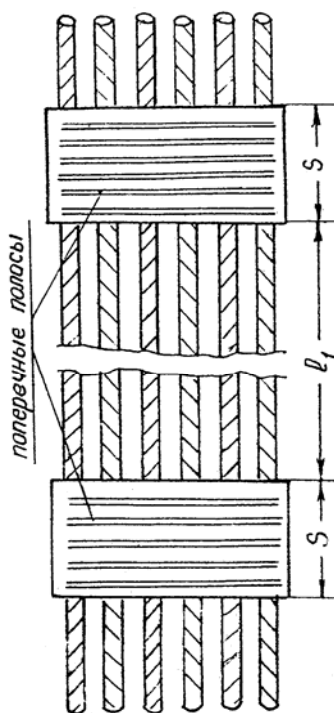


Рис. 7.10 – Схема расположения поперечных полос на соединительных элементах РТК-2

Как показало сравнение искривлений поперечных сечений (белых полос) на соединительных элементах и на образце при тарировке, искривление сечений РТК-2 в рабочих режимах незначительны и напряженно-деформированное состояние соединительных элементов далеко от критического, при котором происходит отслоение резины от тросов. Это свидетельствует о малом относительном смещении тросов при эксплуатации. Однако следует отметить, что эти испытания выполнены в течение относительно небольшого срока эксплуатации и наблюдения должны быть продолжены.

7.2.4.2 Исследования поведения канатов в шахтном стволе

С целью изучения кручения канатов производились замеры углов поворотов сечений каната по длине отвеса в статике. Поворот сечений каната может быть обусловлен различным натяжением тросов при изготовлении каната, различием модулей упругости тросов. Как показали результаты замеров, угол поворота сечений каната относительно его плоскости не превышает 90^0 . Для совершенствования конструкции канатов целесообразно производить предварительную вытяжку тросов усилием 20–50% от разрывного.

Изучение поперечных колебаний петли каната выполняли методом кино съемки, описанным выше в разделе 6.4. Установлено, что амплитуды колебаний петли каната не превышают 0,15 м, чем больше скорость каната, тем более устойчиво движение каната. На основании этих опытов можно сделать вывод, что для РТК не требуется разделяющих устройств и отбойных брусьев в зумпфовой части ствола.

7.2.4.3 Контроль состояния канатов

Кроме визуального наблюдения за состоянием канатов намечено пользоваться следующими инструментальными методами.

1. Польской измерительной системой неразрушающего контроля LRM с магнитной измерительной головкой LRM-SAG [67, 68]. Однако эта измерительная система позволяет контролировать состояние РТК толщиной до

35 мм и шириной до 220 мм. Это обстоятельство не было учтено при проектировании первых частично обрезиненных канатов толщиной 40 мм и шириной 245 мм. Потребовалась разработка новой магнитной головки к указанному прибору.

2. Отечественным дефектоскопом УКПЛ-1, выпускаемым Днепропетровским заводом шахтной автоматики. Контроль состояния канатов этим прибором регламентирован действующей инструкцией [69].

Были выполнены испытания по оценке возможности использования этого прибора для контроля частично обрезиненных РТК-2. Ввиду сложности организации контроля с откидной площадки на уровне нижнего горизонта и фиксации положения канатов, магнитный дефектоскоп УКПЛ-1 был установлен на откидных мостах в районе нулевой площадки (отметка +7 м). С этой площадки можно было контролировать участок каната длиной 20 м под скипом ниже запанцировки. В этой зоне канат натянут весом отвеса и установки специальных ограничительных роликов не требуется.

В процессе испытаний канат был намагничен при скорости движения 0,3 м/с. После намагничивания на место магнита был установлен датчик типа МИД-1. Запись состояния тросов выполнялась самопишущим прибором при скорости 0,3 м/с. После выполнения записи были выполнены тарировка датчика. В условиях шахтных магнитных полей, в непосредственной близости от зоны испытаний, датчик тарировали с помощью специальных образцов канатов с искусственно нанесенными повреждениями, а именно:

- повреждено (перерублено) 20% проволок тросов равномерно по сечению каната;
- перерублен крайний трос (из 6 тросов) на оголенной части каната;
- перерублен крайний трос на обрезиненной части каната.

Вследствие того, что условия тарировки были максимально приближены к условиям контроля (не изменялся коэффициент усиления аппаратуры, расстояние между датчиком и образцом, скорость движения и др.), тарировочные

осциллограммы можно достоверно использовать при оценке показаний датчика на движущемся канате в шахте. Сравнение опытных и тарировочных осциллограмм показало, что повреждение сечения каната 20% и более можно достаточно надежно фиксировать с помощью прибора УКПЛ, несмотря на переменную структуру каната РТК-2.

7.2.5 Основные результаты испытаний и опытно-промышленной эксплуатации РТК

Изложенные выше результаты испытаний были рассмотрены на заседании комиссии по приемочным испытаниям 5.10.1995 г.

В протоколе заседания комиссии отмечается положительные результаты испытаний и опытно-промышленной эксплуатации канатов. Комиссия предлагает увеличить объем приемочных испытаний с целью получения разрешения комитета ГОСНАДЗОРОХРАНТРУДА Украины на серийное производство и эксплуатацию канатов РТК-1 и РТК-2.

В апреле – мае 1996 г. в НИИГМ им. М.М. Федорова (г. Донецк) были проведены приемочные испытания канатов РТК-1 и РТК-2.

На основе акта приемочных испытаний от 15.05.1996 г, и заключения НИИГМ им. М.М. Федорова от 05.05.1996 г. комитет ГОСНАДЗАРОХРАНТРУДА Украины выдал 20.06.1996 г. ПО «Кривбассруда» разрешение № 17.ВЗ.96 на серийный выпуск и применение резинотросовых уравновешивающих канатов типа РТК-1 и РТК-2 в соответствии с техническими условиями на установочную серию 120 тыс. погонных метров. Область и условия их применения – горнодобывающая промышленность, подъемные установки шахт. Срок действия разрешения до 01.01.1999 г.

Предполагается продажа РТК в Россию и другие страны. С этой целью достигнута договоренность с Госгортехнадзором России о проведении опытной эксплуатации канатов РТК-1 и РТК-2 на шахтных подъемных установках горнодобывающих предприятий России.

7.3 Сравнительная оценка технико-экономических показателей новых РТК и лучших зарубежных аналогов

Полностью обрешиненные канаты типа РТК-1 аналогичны по конструкции резинотросовым канатам, выпускаемым польской фирмой SAG.

Канаты РТК-2 не имеют аналогов за рубежом, но поскольку более 90% поверхности оцинкованных проволок в них остается под воздействием агрессивной шахтной среды, будем сравнивать их параметры с лучшими плоскими металлическими канатами производства Венгрии.

Польско-австрийская фирма SAG выпускает уравнивающие РТК на базе армирующих тросов диаметрами 14, 16, 18, 22 мм, конструкции 6x25+1x25 с линейным касанием проволок. С 1976 г. началась в Польше их опытно-промышленная эксплуатация. В настоящее время канаты SAG применяются на многих подъемных установках Польши в качестве уравнивающих. Регламентированный срок их службы – 10 лет. Цена – 7 – 8 \$ США за 1 кг. Для сравнения отметим, что цена круглых уравнивающих канатов – 2 – 3 \$ за 1 кг, срок их службы составляет в среднем 2 года. Высокая начальная стоимость канатов SAG является большим ограничением для их широкого распространения.

Для выхода фирмы на рынки стран СНГ было необходимо разрешение комитетов Госнадзорохрантруда Украины и Гостехнадзора России на эксплуатацию канатов SAG на горнодобывающих предприятиях этих стран. С этой целью в МакНИИ были выполнены сертификационные испытания канатов, а Днепродзержинском индустриальном институте выполнена НИР «Расчет напряженно-деформированного состояния и долговечности РТК польской фирмы SAG» (№ 491/94,)

На основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований с участием автора была разработана «Временная инструкция по эксплуатации плоских уравнивающих канатов SAG». Получены

разрешения указанных комитетов Украины и России на эксплуатацию канатов SAG в соответствии с разработанной инструкцией.

Два каната SAG погонной массой 15,1 кг/м длиной по 1500 м были куплены в 1994 г. ПО «Кривбассруда», навешены на подъемной установке и успешно эксплуатируются до настоящего времени. Три каната длиной по 1800 м куплены в 1995 г. Норильским горно-металлургическим комбинатом (Россия).

Располагая результатами исследований напряженно-деформированного состояния и долговечности канатов SAG и канатов РТК-1, выполним сравнение их некоторых технико-экономических показателей.

1. Сопоставление конструкций армирующих тросов.

В канатах SAG используются армирующие тросы диаметром 14, 16, 18, 22 мм из 175 проволок конструкции Варингтон $6 \times 25(1+8+8/8) + 1 \times 25(1+8+8/8)$ с кратностью свивки прядей, сердечника и троса 6,5.

В канатах РТК-1 армирующие тросы диаметром 15,0; 17,5; 18,5; 20,5 мм из 133 проволок имеют конструкцию $6 \times 19(1+6+6/6) + 1 \times 19(1+6+6/6)$ с кратностью свивки сердечника – 8, прядей – 9, тросов – 10. Причем направление свивки сердечника противоположно направлению свивки троса. Это обеспечивает меньшее значение коэффициента раскрутки троса, а, следовательно, и меньшее значение касательных напряжений в резиновой матрице, удерживающей тросы от кручения при натяжении. В тросах РТК-1 проволоки толще, чем в тросах SAG, что несколько увеличивает изгибную жесткость РТК. Однако она остается еще достаточно малой и обеспечивает размеры петли в зумпфовой части ствола шахты не более 2,5 м. А большая толщина проволок обеспечивает их большую коррозионную стойкость при случайном разрушении резиновой оболочки.

2. Сопоставление напряженно-деформированного состояния тросов.

Увеличение шагов свивки проволок в пряди и прядей в тросы в РТК-1 обеспечивает более равномерное нагружение всех проволок. Так, в наиболее

нагруженной центральной проволоке сердечника троса РТК-1 максимальное эквивалентные напряжения на 14,4% ниже, чем в тросах канатов SAG, что отразится на долговечности РТК.

3. Сопоставление расчетной долговечности канатов.

В табл. 7.6. приведены данные о расчетной долговечности канатов SAG и РТК-1. Расчеты выполнены по методике, описанной в главе 5. Как следует из данных таблицы, долговечность РТК-1 и предельные глубины их применения больше, чем у канатов SAG.

Таблица 7.6 – Сравнительная оценка долговечности неповрежденных канатов SAG и РТК-1

% резины	Длина, м	Запас прочности	Расчетн долговечность, лет	
			SAG	РТК-1
35	600	18,89	$2,09 \cdot 10^6$	$6,59 \cdot 10^6$
	800	14,18	$2,34 \cdot 10^5$	$7,39 \cdot 10^5$
	1000	11,34	$4,28 \cdot 10^4$	$1,35 \cdot 10^5$
	1200	9,45	$1,07 \cdot 10^4$	$3,38 \cdot 10^4$
	1400	8,09	$3,31 \cdot 10^3$	$1,05 \cdot 10^4$
	1600	7,09	$1,19 \cdot 10^3$	$3,79 \cdot 10^3$
	1800	6,29	$4,89 \cdot 10^2$	$1,55 \cdot 10^3$
	2000	5,67	$2,19 \cdot 10^2$	$6,93 \cdot 10^2$
45	600	15,99	$5,86 \cdot 10^5$	$1,85 \cdot 10^6$
	800	11,99	$6,56 \cdot 10^4$	$2,07 \cdot 10^5$
	1000	9,59	$1,20 \cdot 10^4$	$3,79 \cdot 10^4$
	1200	7,99	$3,00 \cdot 10^3$	$9,49 \cdot 10^3$
	1400	6,85	$9,29 \cdot 10^2$	$2,94 \cdot 10^3$
	1600	5,99	$3,36 \cdot 10^2$	$1,06 \cdot 10^3$
	1800	5,33	$1,37 \cdot 10^2$	$4,34 \cdot 10^2$
	2000	4,79	$6,16 \cdot 10^1$	$1,94 \cdot 10^2$
55	600	13,08	$1,27 \cdot 10^5$	$4,02 \cdot 10^4$
	800	9,81	$1,42 \cdot 10^4$	$4,53 \cdot 10^4$
	1000	7,85	$2,61 \cdot 10^3$	$8,25 \cdot 10^3$
	1200	6,54	$6,52 \cdot 10^2$	$2,06 \cdot 10^3$
	1400	5,61	$2,02 \cdot 10^2$	$6,38 \cdot 10^2$
	1600	4,91	$7,30 \cdot 10^1$	$2,31 \cdot 10^2$
	1800	4,36	30	94,3
	2000	3,93	13,4	42,3
65	600	10,17	$1,88 \cdot 10^4$	$5,94 \cdot 10^4$
	800	7,63	$2,11 \cdot 10^3$	$6,66 \cdot 10^3$
	1000	6,11	$3,86 \cdot 10^2$	$1,22 \cdot 10^3$
	1200	5,08	96,4	$3,05 \cdot 10^2$
	1400	4,36	29,8	94,3
	1600	3,82	10,8	34,1
	1800	3,39	4,4	13,9
	2000	3,05	1,9	6,25

4. Сопоставление цен и экономическая эффективность.

Приобретение канатов за рубежом требует валютных затрат. Изготовление продукции на отечественных предприятиях значительно выгоднее. Как отмечалось выше, цена канатов SAG – 7– 8 \$ США за 1 кг. Себестоимость РТК-1 составляет 2 \$ США за 1 кг. Таким образом, при общем количестве канатов в навеске 1000 тонн только в ПО «Кривбассруда» экономический эффект составит $(7-2) \times 10^6 = 5 \times 10^6$ \$ США. В целом по Украине на шахтах в навеске находится около 4000 тонн уравнивающих канатов. То есть, отказ от закупки канатов SAG и переход на канаты отечественного производства даст Украине экономический эффект в 20 млн. долларов США.

5. Сопоставление технико-экономических параметров РТК-2 и плоских металлических канатов производства Венгрии.

Срок службы венгерских канатов – 2 года, их цена– 4 \$ США за 1 кг (валютные затраты). Срок службы РТК-2 – 7–10 лет, себестоимость изготовления их в ПО «Кривбассруда» – 2 \$ США за 1 кг. Малый срок службы венгерских канатов обусловлен истиранием цинкового покрытия проволок о металлические заклепки и их последующим быстрым ржавлением, выпадением заклепок, неравномерностью натяжения стренг каната. Всех перечисленных недостатков лишены канаты РТК-2.

В справке о внедрении резиновых канатов на ПО «Кривбассруда» приведен расчет экономической эффективности применения отечественных РТК. Расчет выполнен на основе сравнения затрат на приобретение венгерских плоских канатов и изготовление отечественных канатов РТК-1, РТК-2. Экономический эффект только по ПО «Кривбассруда» составляет 10 млн. долларов США.

На рис. 7.11 приведена фотография технологической линии по производству резиновых канатов ПО «Кривбассруда» г. Кривой Рог.



Рис. 7.11 – Фотография технологической линии по производству резиновых уравнивающих канатов РТК-1 и РТК-2

Подобного производства до настоящего времени нет ни в одной из стран СНГ. Конструкции канатов и способы их изготовления защищены 8 авторскими свидетельствами и патентами Украины и России. Канаты продаются в Беларусь, Россию, Казахстан.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лавриненко В.Ф., Лысяк В.М. Уровень напряженного состояния пород вокруг очистных камер на глубинах до 2500 м // Изв. вузов. Горный журнал, 1992. – № 4. – С. 38–46.
2. Вертикальный транспорт на горных предприятиях / В.Н. Потураев, А.Г. Червоненко, Л.В. Колосов и др. – М.: Недра, 1975. – 344 с.
3. Savory J.H. Balance ropes in service // The Canadian Mining and Metallurgical Bulletin 1983. November, P.1-9.
4. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. – М.: Недра, 1974. – 511 с.
5. Нестеров П.П., Сергеев С.Т. Проходческие канаты. – Харьков: Metallurgizdat, 1953. – 188 с.
6. Carbogno A., Czaja J. Eksploatacja lin wyrownawczych okrag-lach w gornictwie wegiiowym // Mechanizacja i Automatizacja Gornictwa, 1981. – № 11–12. – S. 18–33.
7. Carbogno A., Drozdak S. Eksploatacja lin wyrownawczych okraglych w kopalniach rud miedzi // Budownictwo Gorniczo-Przemyslowe i Kopalniach Rud, 1979. – № 6. – S. 6–29.
8. Oleksy W., Glik R., Chycki B. Lina wyrownawcza okragia trzywarstwowa o konstrukcji 34 x 7+Ao // Mechanizacja i Automatizacja Gornictwa, 1990. – № 3–4 (244). – S. 14–17.
9. Carbogno A., Pardublczy J. Eksploatacja lin wyrownawczych plasklieh w gornictwie CSRS // Mechanizacja i Automatizacja Gornictwa, 1987. – № 12 (219). – S. 23–32.
10. Savory J.H. Balance ropes in service // The Canadian Mining and Metallurgical Bulletin 1983. November, P.1-9.
11. Ropaj W., Carbogno A. Stan naprezen i odsztalcen wielowarstwowych linachwyrownawczych urzadzen wyciagowych wielolinowych // Mechanizacja i Automatizacja Gornictwa, 1998. N 7 (278). S.36-43.
12. Неисправности шахтных подъемных установок. / В.Р. Бежок, Р.Я. Грузутин, В.Г. Капишин, Б.Н. Чайка. – М.: Недра, 1990. – 438 с.
13. Заболотный С.Ф., Флоринский, В.П. Колосов Л.В. и др. Применение резинотросовых канатов для уравнивания многоканатных подъемных установок большой грузоподъемности // Горный журнал, 1973. – № 5. – С. 52.
14. Инструкция по эксплуатации огнестойких резинотросовых уравнивающих канатов в шахтных стволах. – Харьков: ВНИИОМШС, 1991. – 42 с.
15. Инструкция по эксплуатации стальных канатов в шахтных стволах. – М.: Недра, 1989. – 142 с.
16. Carbogno A. Liny wyrownawcze plaskie stalowo-gumowe // Cuprum, 1979. T.6. – № 1. – S. 16–25.
17. Carbogno A. Badania ksztaitu petli lin wyrownawczych plasklieh stalowo-gumowych SAG // Biuro Inzynierskich konsultacji technicznych SAG, 1993. Biuletyn № 4. – S. 13–17.

18. Carbogno A., Poturalski W. Liny wyrownawcze plaskle stalowo-gumowe produkcji wytwomi SAG // Biuro inzynierskich konsultacji technicznych SAG, 1992. Biuletyn № 1. – S. 3–18.
19. Carbogno A., Poturalski W. Wyrownawcze plaskle liny stalowo-gumowe SAG // Biuro Inzynierskich konsultacji technicznych SAG, 1993. Biuletyn № 5. – S. 5–14.
20. Hansel J., Poturalski W. Plaskie liny wirownawcze stalowogumowe SAG // Mechanizacja i Automatisacja Gornictwa, 1990. N 3–4(244). S.18–23.
21. Дворников В.И. Уравнения динамики шахтных уравнивающих канатов // Прочность и долговечность стальных канатов: Техника, 1975. – С. 71–75.
22. Дворников В.И., Фомичева Л.Я. Устойчивость движения уравнивающих органов подъемных установок // Изв. вузов. Горный журнал. – 1978. – № 4. – С. 89–93.
23. Колосов Л.В., Ропай В.А. Экспериментальное исследование устойчивости шахтных круглых уравнивающих канатов // Горная электромеханика и автоматика, 1982. – Вып. 40. – С. 132–136.
24. Колосов Л.В., Ропай В.А. Предельные длины шахтных уравнивающих канатов. – Тез. докл. международного семинара «International seminar on shaft hoisting technology». Septembre, 1990. – Gliwice, Poland. // Zeszyty naukowe Politechniki Slaskiej, – 1990. – Z.193. – S. 179–180.
25. Колосов Л., Ропай В. Предельные длины шахтных уравнивающих канатов // Zeszyty naukowe Politechniki Slaskiej-Seria: Gornictwo. Z.200. Gliwice. Poland, 1991. – S. 133–150.
26. Ропай В.А. Предельные глубины подъемов с круглопрядными уравнивающими канатами / Уголь, 1976. – № 4 (601), – С. 23–26.
27. Флоринский Ф.В., Колосов Л.В., Ропай В.А. Динамические усилия и крутящие моменты в круглых уравнивающих канатах шахтных подъемных установок при переходных режимах движения. – 20 с. Деп. в ЦНИЭИуголь 1974, РЖ «Механика», реф. 7. В327–74.
28. Флоринский Ф.В., Колосов Л.В., Ропай В.А. Исследование продольно-крутильных колебаний круглых уравнивающих канатов шахтных подъемных установок. – 25 с. Деп. в ЦНМЭИуголь 1974, РЖ «Механика», реф. 7. В326–74.
29. Флоринский Ф.В., Колосов Л.В., Ропай В.А. Продольно-крутильные колебания круглых уравнивающих канатов // Изв. вузов. Горный журнал, 1975. – № 1. – С. 134–138.
30. Carbogno A., Ropaj W. Dopuszczalne dlugosci lln wyrownawczych okraglych // Zeszyty naukowe Politechniki Slaskiej. Seria: Gornictwo, 1990. – Z. 186. – S. 61–87.
31. Carbogno A., Ropaj W. Skrecanie galezi lln wyrownawczych okraglych w rzapl (cz.1) // Mechanizacja i Automatisacja Gornictwa, 1990. № 6 (246). S. 34–44.
32. Carbogno A., Ropaj W. Skrecanie galezi lln wyrownawczych okraglych w rzapiu (zc.2) // Mechanizacja i Automatisacja Gornictwa, 1990 – № 10 (249). – S. 5–

16. № 5. S. 18–23.

33. Беспалько В.В., Колосов Л.В., Резников В.Д. Об учете уравнивающего каната при исследовании продольных колебаний подъемной установки // Горная электромеханика и автоматика. – Харьков. Изд-во ХГУ, 1973. – Вып. 22. – С. 113–116.

34. 136. Ропай В.А. Датчик крутильных деформаций каната. – 6 с. Деп. в ВИНТИ, реф. № 1 (135), 1983.

35. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. – К.: Техніка, 1966. – 327 с.

36. Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. – К.: АН УССР, 1962. – 332 с.

37. Ропай В.А., Бельмас М.В. Методика и результаты определения изгибной жесткости троса в зависимости от осевого натяжения. – Тез. докл. Республ. науч.-техн. конф. «Технология и оборудование многопроволочных витых изделий». 29–31 мая 1989. – Севастополь, – 16 с.

38. Самарский А.Ф., Приходько В.М. Зависимость жесткости стальных канатов при изгибе от осевой растягивающей нагрузки // Стальные канаты. – К.: Техніка, 1967. – Вып. 4. – С. 127–129.

39. Carbogno A, Konieczny S. Liny wyrownawcze okragle nieodkretne // Mechanizacja i Automatyzacja Gornictwa, 1978. – № 11. – S. 31–43.

40. Самарский А.Ф., Приходько В.М. Зависимость жесткости стальных канатов при изгибе от осевой растягивающей нагрузки // Стальные канаты. – К.: Техніка, 1967. – Вып. 4. – С. 127–129.

41. Ропай В., Бельмас И. Исследование напряженно-деформированного состояния резиновтросовой ленты транспортерного конвейера // Zeszyty naukowe Politechniki Slaskiej. Seria: Gornictwo. Z. 182. – Gliwice, Poland, 1990. – S. 113–118.

42. Флоринский Ф.В., Колосов Л.В., Ропай В.А. Определение параметров, характеризующих рассеивание энергии при крутильных колебаниях каната // Прочность и долговечность стальных канатов. – К.: Техніка, 1975. – 248 с

43. Ропай В.А. Напряженно-деформированное состояние круглопрядных уравнивающих канатов. – 24 с. – Деп. в УкрИНТЭИ 20.10.92. № 1700.

44. Ропай В.А. Напряженно-деформированное состояние одиночного круглопрядного уравнивающего каната в резиновой оболочке. – 14 с. Деп. в УкрИНТЭИ 22.03.93. № 608.

45. Ропай В.А., Колосов Л.В. О кручении тросов в резиновтросовом канате // Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej. Seria: Gornictwo. Z. 209, – Gliwice, Poland, 1992. – S. 254–260.

46. Руководство по замене головных и уравнивающих канатов на многоканатных подъемных установках. РТМ 07.01.016. 83 – Донецк: ВНЖГМ им. М.М. Федорова, 1983. – 146 с.

47. Ропай В.А. Оценка величин касательных напряжений в резиновой матрице резинотросового каната вследствие кручения тросов. – Тез. докл. Украинской республ. науч. - техн. конф. «Простому повышения качества и надежности стальных канатов» 14–16 мая 1991. – Одесса, 1991. – С. 32–34.

48. Ропай В.А. Напряженно-деформированное состояние одиночного круглопрядного уравнивающего каната в резиновой оболочке. – 14 с. Деп. в УкрИНТЭИ 22.03.93. № 608.

49. Ропай В., Зияя П. Напряженно-деформированное состояние круглопрядных уравнивающих канатов // *Zeszyty naukowe Polltechniki Slaskiej. Seria: Gornictwo. Z. 209.* – Gllwice, Poland, 1992. – S. 261–278.

50. Ропай В., Карбонь А., Зияя П. Агрегатные коэффициенты жесткости многослойных канатов // *The International Interinstitutional science and application conference «Problems of designing, production and exploiting of mining equipment and automatization devices», 16.09.1993.* – Poland, Gllwice. *Materialy konferencyjne*, 1993. – S. 175–180.

51. Ропай В., Карбонь А., Зияя П. Распределение силовых факторов между слоями прядей в многослойных круглопрядных уравнивающих канатах // Там же. – С. 165–173.

52. Ропай В.А., Колосов Л.В. Определение жесткости резиновой матрицы резинотросового каната при кручении троса. – Тез. докл. Украинской республ. науч.-техн. конф. «Проблемы повышения качества и надежности стальных канатов». 14–16 мая 1991 – Одесса, 1991. – С. 48–50.

53. Колосов Л.В., Ляховицкий С.М. Методика приведения напряжений к заданной асимметрии цикла при расчетах на выносливость // *Вестник машиностроения*, 1981. – № 3. – С. 107–111.

54. Пратусевич Я.А. Вариационные методы в строительной механике. – М. – Л.: Гостехиздат, 1948. – 402 с.

55. *Katalog lin firmy ARBED, BEN, Drahtselte fur den Berban.*

56. Kolosov L., Ropaj W. Stan naprezen I odkształcen tasmы z linkamy stalowymi z uwzględnieniem skrećania sie linek // *Prace Naukowe Instytutu Politechniki Wroclawskiej. N 62. Seria : Konferencje, N 12. Wroclaw, 1990. S.216–218.*

57. Глушко М.Ф. К вопросу о дифференциальных уравнениях статики и динамики подъемных канатов // *Научн. труды Харьковского горного института*, изд. ХГИ, 1958. Т.5. – С. 235–249.

58. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. – К.: Техніка, 1966. – 327 с.

59. Колосов Л.В., Обухов А.Н., Ропай В.А. Исследование напряженно-деформированного состояния резинотросовых лент при повреждении тросовой основы // *Изв. вузов. Горный журнал*. 1980. – № 1. – С. 48–53.

60. Колосов Л.В., Ропай В.А. Экспериментальные исследования напряженного состояния тросов резинотросовой ленты // *Шахтный и карьерный транспорт.* – М.: Недра, 1981. – Вып. 7. – С. 48–52.

61. Колосов Л.В., Ропай В.А. Экспериментальное исследование напряженного состояния тросов резинотросовых канатов // Горная электромеханика и автоматика, 1983. – Вып. 43. – С. 117–121
62. Биргер М.А., Шорр В.Ф., Мосилевич Г.В. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
63. Гуляев В.М., Гайдайчук В.В., Кошкин В.Л. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержней – К.: Наук. думка, 1992. – 344 с.
64. Уилкинсон, Райнш. Справочник алгоритмов на языке АЛГОЛ. Линейная алгебра. – М.: Машиностроение, 1976. – 392 с.
65. Бахвалов Н.С. Численные методы. – М.: Наука, 1975. – 632 с.
66. Carbogno A., Ropaj W. Dopuszczalne dlugosci lln wyrownawczych okragiych // Zesyty naukowe Politechniki Slaskiej. Seria: Gornictwo, 1990. – Z. 186. – S. 61–87.
67. Carbogno A., Poturalski W. Wyrownawcze plaskle liny stalowo-gumowe SAG // Biuro Inzynierskich konsultacji technicznych SAG, 1993. Bluletyn № 5. – S. 5–14.
68. Инструкция по эксплуатации огнестойких резинотросовых уравнивающих канатов в шахтных стволах. – Харьков: ВНИИОМШС, 1991. – 42 с.
69. Меркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити. – М.: Наука, 1980. – 240 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
1. КОНСТРУКЦИИ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ И ОПЫТ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	6
1.1 Конструкции уравновешивающих канатов.....	7
1.1.1 Круглопрядные уравновешивающие канаты.....	7
1.1.2. Плоские металлические канаты	21
1.1.3. Резино-тросовые канаты (РТК).....	23
2 ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДЛИНЫ КРУГЛЫХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ КОНСТРУКЦИЙ.....	28
2.1 Дифференциальные уравнения продольно-крутильно- поперечных колебаний отвеса каната.....	30
2.2 Исследуемые конструкции канатов и их параметры.....	40
2.2.1 Агрегатные коэффициенты жесткости канатов.....	40
2.2.2 Описание исследуемых конструкций канатов.....	43
2.2.2.1 Однослойные канаты.....	43
2.2.2.2 Двухслойные канаты.....	44
2.2.2.3 Трехслойные канаты.....	51
2.2.3 Зависимость изгибной жесткости каната от его осевого натяжения....	52
2.3 Устойчивость прямолинейной формы равновесия отвеса круглых канатов.....	55
2.4 Исследование продольно-крутильных деформаций и колебаний канатов.....	62
2.4.1 Статические и квазистатические деформации каната.....	62
2.4.2 Продольно-крутильные колебания каната при предохранительном торможении	65
2.4.2.1 Крутящие моменты в нижнем сечении отвеса каната.....	71
2.4.3 Экспериментальные исследования деформаций кручения круглых уравновешивающих канатов на шахтной подъемной установке.....	74
2.5 Предельные длины канатов.....	88
2.6 Выводы и рекомендации.....	90

3 НАПРЯЖЕННО –ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КРУГЛОПРЯДНЫХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ.....	92
3.1 Деформации прядей каната и силовые факторы в них.....	93
3.2 Деформации и напряжения в проволоках каната.....	95
3.3 Анализ напряженно-деформированного состояния круглопрядных уравновешивающих канатов.....	98
3.3.1 Однослойные канаты.....	98
3.3.2 Двухслойные канаты.....	101
3.3.2.1 Канаты ГОСТ 16827-81.....	101
3.3.2.2 Канаты ГОСТ 16828-81.....	109
3.3.2.3 Канаты ГОСТ 3088-80.....	118
3.3.2.4 Двухслойные канаты производства Польши VN-69/1727-04.....	122
3.3.3 Трехслойные канаты.....	125
3.4 Напряженно – деформированное состояние одиночного обрешиненного каната.....	129
3.5 Влияние способа навески и замены каната на его напряженно– деформированное состояние.....	133
3.6 Основные результаты и выводы.....	139
4 ПРЕДЛАГАЕМЫЕ РАЦИОНАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ КРУГЛЫХ НЕКРУТЯЩИХСЯ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ.....	142
4.1 Малокрутящиеся однослойные канаты.....	143
4.2 Некрутящиеся двухслойные канаты.....	147
4.3 Некрутящиеся трехслойные канаты.....	153
4.4 Сравнительная долговечность круглопрядных уравновешивающих канатов.....	155
4.5 Выводы и рекомендации.....	160
5 НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПЛОСКИХ РТК НА БАЗЕ ТРОСОВ БОЛЬШИХ ДИАМЕТРОВ.....	163
5.1 Конструкция и параметры металлотросов для РТК.....	164
5.2 Продольно-крутильные деформации тросов и напряженное состояние резиновой оболочки неповрежденного РТК-1.....	166

5.3 Продольно-крутильные деформации тросов и напряженное состояние резиновых перемычек РТК-2.....	170
5.4 Напряженное состояние тросов неповрежденных РТК-1 и РТК-2.....	174
5.5 Напряженно-деформированное состояние поврежденного РТК-1.....	178
5.5.1 Математическая модель.....	178
5.5.2 Экспериментальные исследования.....	184
5.5.3 Перераспределение усилий между тросами поврежденного РТК-1.....	185
5.6 Напряженное состояние поврежденных РТК–2.....	188
5.6.1 Напряженно-деформированное состояние РТК при разрушении отдельных проволок тросов.....	188
5.6.2 Напряженно-деформированное состояние РТК при разрушении отдельных тросов.....	190
5.7 Прогнозируемая долговечность РТК-1 и РТК-2 и обоснование норм их выбраковки.....	190
5.7.1 Минимально необходимый запас прочности новых РТК.....	191
5.7.2 Долговечность РТК.....	192
5.7.3 Остаточная долговечность РТК и нормы их выбраковки.....	196
5.8 Выводы и рекомендации.....	198
6 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПЕТЛИ ПЛОСКОГО УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО КАНАТА.....	200
6.1 Свободные поперечные колебания петли неподвижного уравнивающего каната в его плоскости.....	201
6.2 Свободные колебания петли каната при контурном движении.....	207
6.3 Вынужденные колебания петли уравнивающего каната переменной плотности.....	216
6.4 Экспериментальные исследования поперечных колебаний петли уравнивающего каната.....	225
6.5 Основные результаты и выводы.....	227

7 РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ РТК-1 И РТК-2 И ИХ ТЕХНИКО–ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ.....	228
7.1 Технология изготовления РТК и физико-механические показатели применяемых резин.....	229
7.2 Испытания и опытно-промышленная эксплуатация РТК.....	233
7.2.1 Испытания на вырыв троса из резины.....	234
7.2.2 Агрегатные испытания образцов РТК.....	237
7.2.3 Тензометрические исследования напряженно-деформированного состояния РТК.....	239
7.2.4 Эксперименты и контроль состояния РТК в шахтных условиях.....	244
7.2.4.1 Контроль деформации резиновых соединительных элементов РТК2.....	244
7.2.4.2 Исследования поведения канатов в шахтном стволе.....	246
7.2.4.3 Контроль состояния канатов.....	246
7.2.5 Основные результаты испытаний и опытно-промышленной эксплуатации РТК.....	248
7.3 Сравнительная оценка технико-экономических показателей новых РТК и лучших зарубежных аналогов.....	249
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	254

Наукове видання

Ропай Валерій Андрійович

ШАХТНІ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНІ КАНАТИ

Монографія
(Російською мовою)

Видано в редакції автора.

Підписано до друку 10.11.2016. Формат 30x42/4.
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 14,9.
Обл.-вид. арк. 14,9. Тираж 50 пр. Зам. №

Підготовлено до друку та видруковано
в Державному ВНЗ «Національний гірничий університет».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842
від 11.06. 2004.

49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.