

630^{x3}
P18

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМ. С.М.КИРОВА

630x377.2

На правах рукописи
УДК: 634.0.37

РАЙЦКИЙ ГЕОРГИЙ ЕВГЕНЬЕВИЧ

ТЕХНОЛОГИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗАПАНЕЙ,
ОБЕСПЕЧИВАЮЩАЯ МИНИМАЛЬНЫЙ ИЗНОС
И НАДЕЖНОСТЬ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ

05.21.01 – технология и механизация
лесного хозяйства и лесозаготовок

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Минск 1984

Работа выполнена в Белорусском ордена Трудового Красного Знамени технологическом институте им.С.М.Кирова на кафедре транспорта леса.

Научный руководитель - заслуженный деятель науки и техники БССР, член-корр. АН БССР, доктор технических наук, профессор БУДЫКА С.Х.

Официальные оппоненты: заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор ХУДОНОВ В. Н.

кандидат технических наук, доцент ХОДОСОВСКИЙ М. В.

Ведущее предприятие - Каргасокский ордена "Знак Почета" лесопромышленный комбинат ВЛО "Томлеспром"

Защита состоится "4" сентября 1984г. в 14 часов на заседании специализированного совета Ю56.01.01 по присуждению ученой степени кандидата наук в Белорусском ордена Трудового Красного Знамени технологическом институте им.С.М.Кирова по адресу: 220630. Минск, Свердлова, 13а, БТИ им.С.М.Кирова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "2" ноября 1984 г.

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат сельскохозяйственных наук, доцент

Рихтер Э.И.

ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Решениями XXVI съезда КПСС предусмотрено увеличение объема продукции в лесной промышленности на 17-19% и повышение производительности труда на 16-18%.

Повышение эффективности производства неразрывно связано с созданием и использованием прогрессивной техники и технологии, рациональным использованием материальных и трудовых ресурсов.

На предприятиях лесосплава широко распространены продольные запаны, трудоемкость и экономичность использования которых в значительной степени зависит от уровня эксплуатации запанного такелажа. Вместе с тем работы с запанным такелажом тяжелы и низкопроизводительны. Расход запанных тросов остается неоправданно высоким. До 18% крупногабаритных тросов выбывает ежегодно по причине возникновения эксплуатационных дефектов в виде колышек. Наличие колышек на работающих гибких связях сопряжено с повышенной опасностью аварии всей запаны. Возникла необходимость проведения теоретических исследований условий и причин образования упругих и упруго-пластических деформаций в запанных тросах и создания на основе этих исследований новых способов и устройств комплексной эксплуатации гибких связей продольных запаней, направленных на повышение производительности и облегчение условий труда, снижение потерь тросов на предприятиях лесосплава.

Цель работы. Целью настоящей работы является повышение эффективности использования продольных запаней, путем исследования производственных причин износа дефицитных запанных тросов, разработки технологических процессов и средств их реализации, направленных на ликвидацию таких причин, повышение производительности труда и культуры производства при осуществлении работ по монтажу и уборке гибких связей лесозадерживающих сооружений.

Методика исследований. Разработка темы производилась путем теоретических, экспериментальных лабораторных и натурных исследований. В процессе выполнения работы использованы методы математического и физического моделирования. Конструктивно-расчетные характеристики тросов, применяющихся и име-

713/ср

дих перопективу применения в качестве гибких связей, полученные с использованием ЭВМ ЕС 1020.

Экспериментальные исследования проводились в лаборатории водного транспорта леса и гидравлики БТИ им.С.М.Кирова на специально изготовленной установке с применением разрывной машины УММ-50. В процессе экспериментальных исследований регистрация полученных данных осуществлялась регистрирующе-самопишущими приборами, а также путем фотоъемок. Результаты опытов обработаны принятыми для экспериментальных исследований статистическими методами.

Полученные результаты исследований проверялись и уточнялись в натуральных условиях при производственной эксплуатации продольных запаней традиционными методами, а также с применением экспериментального образца установки, предназначенной для монтажа и уборки выносов продольных запаней.

Научная новизна. Разработана методика расчета гибких связей продольных запаней с учетом моментных нагрузок и вызванных ими деформаций. Получены уравнения для определения действующих нагрузок и соответствующих деформаций при осуществлении основных технологических операций монтажа и уборки выносов продольных запаней. Определены основные критерии выбора конструкций тросов для использования в качестве выносов продольных запаней. Получены значения конструктивного коэффициента кручения тросов применяемых и имеющих перспективу применения в качестве гибких связей продольных запаней и таким образом обеспечены исследования, учитывающие жесткость тросов при кручении.

Впервые теоретически исследован процесс образования коллишки на стальном канате и дана количественная оценка характера распределения внешних эксплуатационных нагрузок по прямым деформированного выноса продольной запани.

Практическая ценность. На основании результатов исследований разработана новая технология монтажа и уборки выносов продольных запаней и установка для ее реализации. Производительность труда на монтаже выносов увеличилась в 3-4 раза, что примерно вдвое сокращает сроки установки продольной запани в целом. Внедрением новой технологии и оборудования ликвидируются причины возникновения дефектов в виде коллишек,

изломов, расслоений, винтовых петель и создаются условия для увеличения срока службы запянутых канатов в 2-3 раза.

Годовая экономическая эффективность от внедрения новой технологии и одной установки УПВ-Ю составляет 16 тыс. руб.

Результаты исследований в виде рекомендаций приняты ВНИИВОЛТ к использованию при составлении отраслевой инструкции по эксплуатации такелажа.

Апробация и публикация работы. Основные результаты исследований доложены на Всесоюзном совещании работников лесосплава по вопросам эксплуатации такелажа в 1979 г., на оживленном заседании Ученого Совета и отдела такелажа ВНИИВОЛТ в 1981 и 1983 гг., на научно-технических конференциях по итогам научно-исследовательских работ БТИ им.С.М.Кирова в 1982-84 гг. Опубликовано 4 статьи. Научно-практические разработки защищены тремя авторскими свидетельствами.

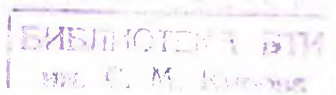
Результаты работы внедрены в Каргасокском лесопромышленном комбинате ВЛО "Томлеспром".

Объем работы. Работа изложена на 202 страницах машинописного текста, состоит из введения, пяти разделов и заключения; включает 52 рисунка, 22 таблицы и библиографию из 137 наименований. Приложения объединены в отдельный том.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первом разделе произведен обзор исследований, проведенных учеными в вопросе проектирования и эксплуатации продольных запяней. Показана специфика условий эксплуатации запянутых тросов. Рассмотрена возможность применения полимерных канатов в качестве запянутого такелажа. Показана перспективность стальных тросов с учетом постоянного улучшения их эксплуатационных свойств, совершенствования технологии и такелажного оборудования. Обоснована актуальность, поставлены цели и задачи исследований.

Во втором разделе произведен анализ способов и средств комплексной эксплуатации гибких связей продольных запяней. Дан обзор научных исследований, научно-практических рекомендаций и действующих инструкций по эксплуатации лесоспального такелажа. Рассмотрено имеющееся в



отрасли специальное оборудование на предмет оценки уровня механизации производственно-технических процессов эксплуатации тросового запанного такелажа. На основе анализа работ С.Х. Будики, Ю.Я. Дмитриева, Д.Н. Липмана, В.И. Пяткина, В.Я. Харитонов, В.Н. Худоногова, В.А. Щербакоева, В.Д. Александрова, Ю.П. Борисовца, Ю.М. Реутова, К.К. Федорова, М.Н. Фоминцева, М.В. Ходосового и др. ученых и исследования применяемых в отрасли способов монтажа и уборки гибких связей продольных запаней, выявлена потребность в создании новой технологии и оборудования для её осуществления, предусматривающих снижение трудоемкости и увеличения сроков службы таких тросов.

В третьем разделе исследованы эксплуатационные свойства стальных канатов в условиях их использования в качестве гибких связей продольных запаней. Необходимость таких исследований исходит от потребности уяснения некоторых конструктивных особенностей стальных канатов. Приведены сведения о жесткостных свойствах тросов, характере и причине изменения этих свойств в процессе производственной эксплуатации.

В разделе систематизированы исследования М.Ф. Глушко, Н.М. Белой, Н.К. Гончаренко, А.Н. Динника, А.И. Дукельского, Н.И. Коваленко, Б.С. Ковальского, А.И. Колчина, В.Д. Мартынихина, П.П. Нестерова, А.И. Рослика, С.Т. Сергеева и др. ученых, занимавшихся теорией расчета и проблемами эксплуатации стальных канатов. В результате обзора существующих методов расчета канатов сделан вывод, что учет только растягивающей нагрузки, создаваемой действием лесобревенного пыжа, не отражает действительной картины силового взаимодействия элементов запанного троса, в значительной степени её упрощая.

Стальные канаты, изготовленные способом свивки, при приложении к ним растягивающей нагрузки T , подвержены кручению, под действием возникающего в них крутящего момента M_{ψ} . Взаимосвязь растяжения и кручения выносов может быть выражена системой уравнений статики стального каната

$$\left. \begin{aligned} A \frac{du}{dx} + C \frac{d\psi}{dx} = T, \quad C \frac{du}{dx} + B \frac{d\psi}{dx} = -M_{\psi} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)^*$$

где u и ψ — соответственно линейные и угловые перемещения поперечных сечений каната относительно его продольной оси

* Нумерация формул взята из диссертации.

α - κ ; A , B , C - обобщенные коэффициенты жесткости каната, соответственно при растяжении, кручении и коэффициент влияния, устанавливающий взаимосвязь между линейными и угловыми деформациями, или между растягивающим усилием и крутящим моментом, их вызвавшими.

С применением расчетных методов для навивки тросов на барабаны аналитически исследованы эксплуатационные свойства бухты троса, как источника его дефектов, возникающих при монтаже и уборке продольных запаней. Выработаны рекомендации по минимальному радиусу изгиба лесоплавных тросов при навивке на барабаны и анкера.

Четвертый раздел посвящен теоретическим исследованиям нагрузок и деформаций, возникающих в выносах продольных запаней в процессе их эксплуатации. Основной целью здесь является исследование технологических факторов, как причины возникновения деформаций и дефектов.

Исследования эксплуатационных деформаций и дефектов в разделе проведены на примере выносов продольных запаней. В качестве основной, определяющей долговечность выносов, исследована упруго-пластическая деформация троса в виде колышки. Колышка определена как результат концентрации нормальных и касательных напряжений, превышающих предел упругости материала троса, на участке затягиваемой петли, образованной тросом при совместном действии кручения и растяжения. Исследования условий образования и силовые расчеты произведены отдельно для колышки раскручивания (рис. I), являющейся результатом затяжки петли, образованной тросом при его раскручивании и колышки подкручивания



Рис. I. Колышка раскручивания

(рис. 2), первопричиной которой соответственно является подкручивание троса.



Рис. 2. Колышка подкручивания

Для получения конечных теоретических решений в разделе последовательно произведена систематизация нагрузочных факторов, действующих в выносе продольной запани, и соответствующих им деформаций, исследованы эксплуатационные условия, при которых на выносах возникают винтовые спирали, петли и колышки.

Крутящий момент в выносах продольных запаней имеет двойную природу. При исследовании технологических операций монтажа выносов установлено, что к ним прикладывается некоторый по величине внешний, нами названный

технологическим, крутящий момент. Он возникает в процессе монтажа выносов способом роспуска бухты вытягиванием и реализуется в реакциях опор при набивке, во время регулирования ширины лесохранилища или при заполнении его лесом. Величина крутящего технологического момента определена в пределах упругой деформации по формуле:

$$M_T = \frac{2\pi n d^4}{Kl}, \quad (4.7)$$

где n — количество вытянутых шлагов бухты; d — диаметр выноса; l — длина пролета выноса между опорами; K — коэффициент, учитывающий конструктивные особенности троса, из которого изготовлен вынос, при кручении. Технологический крутящий момент постоянен по величине и направлению действия на всем пролете выноса (рис. 3, а). Конструктивный крутящий момент от растяжения (рис. 3, б) равномерно распределен по длине троса, $m = M_0/l$, Нм/м. Величина крутящего момента в произвольном сечении выноса определяется уравнением:

$$M_{\nu(x)} = M - m x \quad (4.16)$$

где M — реактивный момент, $M = \frac{m l}{2}$.

Суммарный крутящий момент M_k представляет алгебраическую сумму технологического и конструктивного крутящих моментов (рис. 3, в).

Максимальный крутящий момент действует в выносе при навигационной эксплуатации, когда выноса воспринимают растягивающую нагрузку от взаимного действия леобревенного пьма и потока. Поскольку концы выноса в этих условиях закреплены за опоры жестко, без возможности крутильных перемещений, т.е. $\frac{d\varphi}{dx} = 0$, величину конструктивного крутящего момента в закреплениях из (3.3) определим в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} T &= A \frac{du}{dx}; M_{\nu} = C \frac{d\varphi}{dx} \quad (3.11) \\ \frac{d\varphi}{dx} &= \frac{T}{A}; M_{\nu} = -\frac{C}{A} T. \end{aligned} \right.$$

Угловые перемеще-

ния в произвольном сечении выноса, вызванные действием конструктивного крутящего момента в пределах упругости определены дифференциальным уравнением:

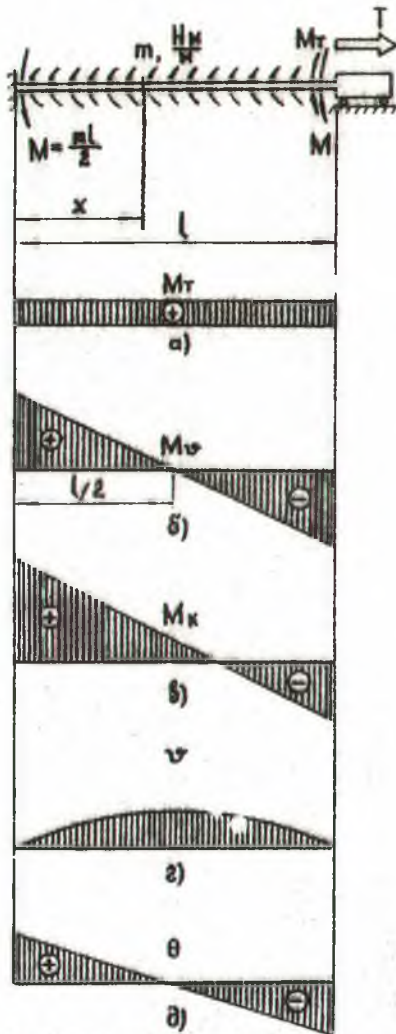


Рис. 3. Эпюры крутящих моментов, угловых перемещений и относительных деформаций кручения в растянутом выносе продольной заплани

$$d\psi(x) = \frac{M - m_1}{d^4} K dx = \frac{(M - m_1) K dx}{d^4} \quad (4.41)$$

Произведя интегрирование по длине выноса, получаем возможность вычислить угол закручивания натянутого выноса в пролете между жесткими закреплениями.

$$\begin{aligned} \psi(x) &= \int_0^x \frac{(M - m_1) K dx}{d^4} = \frac{MK}{d^4} \int_0^x dx - \frac{mK}{d^4} \int_0^x x dx = \\ &= \frac{MK}{d^4} x - \frac{mK}{d^4} \cdot \frac{x^2}{2}. \end{aligned} \quad (4.42)$$

Эюра угловых перемещений представлена на рис. 3, г. Анализ уравнения угловых перемещений показывает, что их величина пропорциональна величине пролета растягиваемого выноса и растягивающей нагрузке.

Деформации кручения выноса определяются как относительный угол его закручивания. Эюра деформаций кручения представлена на рис. 3, д. $\theta(x) = \frac{d\psi(x)}{dx} = \frac{MK}{d^4} - \frac{mKx}{d^4}$ (4.43)

Таким образом, выявлено, что экстремальные значения крутящего момента и произведенных им деформаций находятся в местах закрепления выноса и действуют в процессе удержания запанью лесобревенного пьжа. Суммарный крутящий момент максимален на подкручиваемом конце выноса.

Эксплуатационные условия деформирования вместе с тем таковы, что преобладают колышки раскручивания. Локализуются все колышки, раскручивания и подкручивания, в районе берегового конца выноса и образуются они в процессе монтажа и уборки, когда растягивающие усилия, создаваемые тяговыми средствами, значительно меньше чем нагрузки от действия пьжа.

Большинство колышек возникает на выносах в процессе их посленавигационной выборки из русла на берег. Выборка выносов осуществляется путем извлечения их из русла тягой трактора или лебедки, после открепления конца от наплавной опоры. В зависимости от способа закрепления берегового конца за тяговое средство и состояния выноса в русле характер и величина нагрузок и соответствующих им деформаций различны. При закреплении конца к тяговому средству через вертлюг, не

ограничивающий угловые перемещения, в выносе возникает деформации

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dx} &= -\frac{CT}{AB-C^2}; & \frac{du}{dx} &= \frac{TB}{AB-C^2} \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

Величина деформаций не представляет опасности для структурной целостности выноса, если тяговое средство присоединено именно за конец выноса. При перезакреплении за середину, в силу невозможности выборки выноса за один прием, свободная ветвь закручивается вокруг натянутой с образованием практически не устранимых упругих деформаций в виде винтовых петель подкручивания (рис. 4), являющихся при последующей витяжке причиной образования колышек подкручивания. Жесткое закрепление выноса к тяговому средству приводит к возникновению колышек раскручивания. Особая ситуация создается при выборке выносов замкнутых русловыми наносами (рис. 5), что всегда имеет место при установке запяни без отборного крепления в легкоразмываемых руслах. Растягивающее усилие, обеспечиваемое тяговыми средствами, имеет сравнительно большое значение и колеблется в широком диапазоне. При невозможности стронуть вынос с места после приложения максимально возможного усилия трактор реверсирует для разгона или для подрезания наносов, движением по берегу, вдоль русла.



Рис. 4. Винтовая петля подкручивания

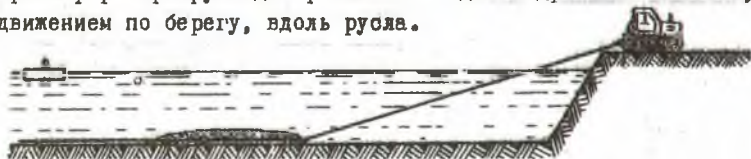


Рис. 5. Выборка выноса, замкнутого грунтовыми наносами

Образование в этих условиях выносом последовательно винтовых спиралей, петель или винтовых петель, затягивающихся в дальнейшем в колышки, описывается уравнением устойчивости троса при совместном действии крутящего момента и растягивающей силы

$$\frac{\pi^2}{l^2} = \frac{1}{4} \left(\frac{M_k}{D} \right)^2 - \frac{T}{D}; \quad (4.60)$$

где D - изгибная жесткость растянутого троса.

Уравнению (4.60) удовлетворяют критические значения крутящего момента и растягивающей силы

$$M_k^p = D \sqrt{4 \left(\frac{\pi^2}{l^2} + \frac{T}{D} \right)}; \quad (4.61)$$

$$T^{kp} = D \left[\frac{1}{4} \left(\frac{M_k}{D} \right)^2 - \frac{\pi^2}{l^2} \right]. \quad (4.62)$$

В реальных условиях технической эксплуатации выносов действительное значение продольного усилия колеблется в широком диапазоне

$$T_B > T^{kp} > T_n \quad (4.63)$$

В данном неравенстве все значения T_B соответствует вытяжке троса в прямой участок. Значения T_n соответствуют образованию петли. Действительные критические значения предельных усилий для выносов находятся в районе нулевых значений. Это значит, что образование упругих деформаций, предшествующих колышкам, в выносах возможно, если при достигнутом крутящем моменте в процессе осуществления технологических операций растягивающая нагрузка будет резко снижена. Аналогичная ситуация имеет место при выборке выносов.

Устойчивость петли. образованной выносом, определяет его последующее состояние. Петля может быть вытянута в винтовую спираль и прямой участок троса или затянута до меньшего диаметра и вытянута в колышку. Винтовая петля всегда затягивается до диаметра, составляющего 1-2 диаметра троса, и образует колышку. Трансформация одиночной петли зависит от величины крутящего момента, при котором она была образована. На рис. 6 изображена система сил, сохраняющих петлю в состоянии статического равновесия. Силы упругости P_y , обусловленные жесткостью каната при изгибе $D = E_k J_k$, где E_k - модуль линей-

ной упругости каната; J_x - минимальный осевой момент инерции его поперечного сечения и при кручении $H = \frac{d^4}{K}$ препятствует разворачиванию петли в виток спирали действием силы T . Относительная к величине T величина этих сил и определяет характер деформирования петли. Применяя уравнения моментов па₁ сил, произвольно расположенных в пространстве относительно точки "0", имеем

$$P_y^{xp} = \frac{Td}{D} \quad (4.66)$$

Действительное значение сил упругости определяется формулой

$$P_y = \frac{Tn \sin 2\gamma (D - H)}{H \sin^2 \gamma + D \cos^2 \gamma} \quad (4.67)$$

где γ - угол свивки выноса в петлю; $\operatorname{ctg} \gamma = \frac{2D}{d}$. Подставляя в (4.66) действительное значение сил упругости, действующих в петле данного диаметра, приобретаем возможность вычислить критическое значение затягивающего усилия и таким образом прогнозировать диаметр петли во время вытяжки, т.е. последующее состояние троса. Петля, затянутая до = при вытяжке образует колышку.

Методика силового анализа колышки раскручивания, разработанная в разделе, основывается на том положении, что все пряди в сечении такой колышки деформируются в одинаковой степени и соответственно испытывают одинаковые по величине и характеру действия напряжения. Проволоки прядей на участке колышки раскручивания подвергнутся совместному скручиванию и растяжению.

Для вычисления эквивалентных напряжений использована четвертая теория прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2} \quad (4.70)$$

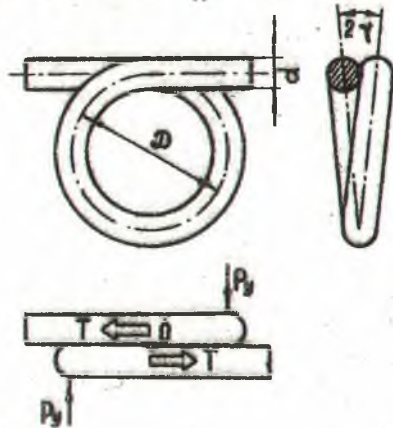


Рис. 6. Система сил, обеспечивающих равновесие петли

где σ_n - нормальные напряжения; τ - касательные. Касательные напряжения вычислены по формуле:

$$\tau = \frac{M_k}{W}, \quad (4.78)$$

где W - полярный момент сопротивления. Для тросов по ГОСТ 2688-80, ГОСТ 3077-80, ГОСТ 7665-80, ГОСТ 3079-80 и ГОСТ 7668-80 применяемых или имеющих перспективу применения в качестве гибких связей продольных запаней, все конструктивно-расчетные характеристики вычислены с применением ЭВМ и приведены в приложениях работы.

Крутящий момент, производящий в канатах крестовой связки на участке колышки подкручивания прядей, определен из формулы (4.7). Поскольку для затягиваемой петли $l = 2\pi R_{\min}$, а $n=1$ имеем

$$M_k = \frac{d^4}{k R_{\min}}, \quad (4.79)$$

где R_{\min} - минимальный радиус, достигнутый петлей при затягивании, после достижения которого петля более вытянута в колышку.

Нормальные напряжения определяются как сумма напряжений растяжения и изгиба

$$\sigma_n = \sigma_p + \sigma_u, \quad (4.69)$$

где σ_p - напряжения растяжения; $\sigma_p = \frac{T_0}{F_0}$ (4.68) здесь T_0 - растягивающее усилие, действующее в пряди; F_0 - площадь нетто поперечного сечения пряди; σ_u - напряжения изгиба, $\sigma_u = E \varepsilon_u$, здесь E - модуль линейной упругости материала проволоки, ε_u - относительная деформация удлинения проволоки при изгибе. В исследуемом сечении $\varepsilon_u = \tilde{b} - \tilde{n}$, (4.71) где \tilde{b} - полная изгибная деформация проволоки при изгибе относительно оси "b" подвижной системы координат (рис.7), учитывавшей объемность винтовых элементов троса.

$$\tilde{b} = \tilde{b}_0 \cos 2\alpha \cos \varphi \quad (4.72)$$

здесь α - угол свивки проволоки к прядь; φ - угол ее фиксации; \tilde{n} - полная изгибная деформация проволоки при изгибе относительно оси "n" подвижного триэдра;

$$\tilde{n} = -\tilde{b}_0 (1 + \sin^2 \alpha) \cos \alpha \sin \varphi. \quad (4.73)$$

В уравнениях (4.72) и (4.73) изгибная деформация пряди

$$\tilde{b}_0 = \theta (1 + \cos^2 \beta) \sin \beta \cos \beta (\varepsilon - \varepsilon_R) \frac{\sin^2 \beta \cos^2 \beta}{\varepsilon_0} \quad (4.74)$$

где θ – относительная деформация кручения троса, определяется из формулы (4.43); β – угол свивки прядей в трос; E_0 – радиус центров прядей; ϵ – относительная деформация удлинения троса; $\epsilon = \frac{T}{A}$; ϵ_R – относительное удлинение троса.

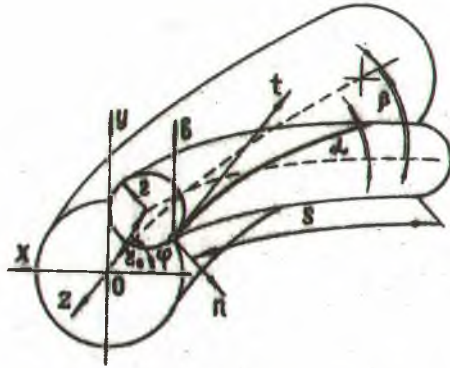


Рис. 7. Системы координат винтовых элементов троса

Силовой расчет колышки подкручивания произведен с учетом неравномерности распределения агрегатной растягивающей нагрузки T по прядям троса. Две пряди (2, 3, см. рис.8), находящиеся на вогнутой стороне петли подкручивания при последующей ее затяжке до образования колышки, перегружаются, затягиваются вовнутрь троса и при

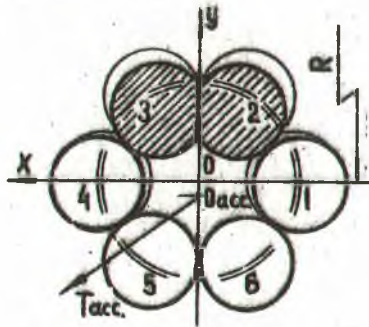


Рис. 8. Сечение троса на участке колышки подкручивания

увеличении нагрузки разрываются. Вычисление эквивалентных напряжений для прядей дифференцирована в зависимости от их положения в сечении троса, фиксируемого углом φ . Расчет растягивающего усилия, действующего в пряди, произведен поэтапно: для участка плоского изгиба, при затягивании петли и при вытяжке петли в колышку подкручивания.

При плоском изгибе троса полное усилие в пряди выражается уравнением

$$T_{\text{полн}} = T_0 + T_{\text{доп}} \quad (4.82)$$

где T_0 – осевое усилие в пряди прямого троса; $T_{\text{доп}}$ – дополнительное усилие, возникающее в пряди при изгибе троса, и производящее перемещения прядей из сжатой внутренней зоны петли в растянутую наружную;

$$T_{\text{доп}} = EF_0 \frac{du}{ds} \quad (4.35)$$

Относительное удлинение изогнутой пряди находится из уравнения

$$\frac{du}{ds} = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{2T_0}{EF_0} \frac{s_0 - u_s}{e^{2\mu s_0} - 1} \cdot e^{\frac{\mu}{\rho} s} \quad (4.84)$$

где ρ – кривизна оси изогнутой пряди; μ – коэффициент трения между прядями; S – длина исследуемого участка оси пряди; s_0 – длина дуги винтовой оси пряди от исследуемого сечения до места затухания перемещения ($u_s = 0$); u_s – перемещение по оси пряди. Поскольку целью является определение максимальных усилий в пряди, принимаем: $S = 0$. Обозначив $\beta = \frac{\mu}{\rho} s_0$, имеем

$$T_{\text{доп}} = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{2T_0 s_0 - EF_0 u_s}{e^{\beta} - 1} - T_0 \quad (4.86)$$

На участке затягиваемой петли перемещения винтовых осей прядей увеличиваются за счет действия деформации кручения. Прядь троса крестовой свивки при втяжке петли раскручивается и за счет этого удлиняется. Уравнение для определения перемещений по оси пряди имеет вид:

$$u_s^2 = \frac{z_0}{R} \left[\frac{2z_0 \cos^2 \beta + \frac{C_0}{\alpha_0} \cdot \frac{D_0}{H_0}}{\sin \beta} (1 + \sin^2 \beta) \sin \beta \cos \beta \right] \cos \varphi, \quad (4.91)$$

где α_0 – обобщенный коэффициент жесткости пряди при растяжении; C_0 – коэффициент влияния для пряди; D_0 и H_0 – жесткость пряди соответственно при изгибе и кручении; R – радиус петли.

На участке колышки подкручивания пряди приобретает различные углы свивки в трос. Две перегруженные пряди имеют резко уменьшенный угол свивки. В сечении троса по этой причине происходит перераспределение нагрузки. Линия действия агрегатной нагрузки смещается (рис. 8) и в силу этого на участке колышки возникает поперечное усилие, изгибающее трос в виде штопора. Дополнительное осевое усилие в пряди вследствие из-

менения угла свивки β определяется из формулы:

$$T_{доп} = E F_0 \frac{d_0}{r_k} \cos^3 \beta \sin \varphi \quad (4.92)$$

где β — действительный угол свивки прядей в трос; r_k — кривизна оси троса в кольшке.

В пятом разделе изложены методика и результаты экспериментальных исследований технологических операций эксплуатации гибких связей продольных запаней. Основной задачей экспериментальных исследований являлась проверка достоверности результатов теоретических исследований. Кроме того, изучена специфика совместного действия растяжения и кручения тросов, получены значения конструктивного коэффициента K при раскручивании и подкручивании для новых и обтянутых тросов по ГОСТ 2688-80, 3077-80, 3079-80, 7665-80 и 7668-80, применяющихся или имеющих перспективу применения в качестве гибких связей продольных запаней, исследованы условия формирования кольшек раскручивании и подкручивании и прочность тросов в их сечении.

Для моделирования технологических процессов изготовлена специальная экспериментальная установка, которая в совокупности с тяговой тележкой на русловой площадке позволила исследовать все основные операции производственной эксплуатации выносов продольных запаней. Измерение угловых перемещений модельных образцов производилось с помощью струнных тензометров, изготовленных на базе линейных резисторов СП5-4ВА. Регистрация измерений производилась цифровым вольтметром В7-27А/1 и электронным самопишущим потенциометром ЭПМ-09М2.

Исследование характера распределения растягивающих усилий в сечении кольшек, а также действительной величины эквивалентных напряжений в проволоках выноса, обтяжка образцов производилась с использованием разрывной машины УММ-50.

Натурные исследования условий эксплуатации и соответствующих деформаций гибких связей произведены в полевых условиях на продольных запанях Каргасокского ЛПК ЗЛПО "Томлеспром". Крутильные перемещения фиксировались гибкими нитевыми угломерами собственной конструкции.

На основании теоретических и экспериментальных исследований в разделе определены критерии выбора наиболее рациона-

льных технологических операций производственной эксплуатации выносов. С учетом этих критериев разработана технология монтажа и уборки выносов продольных запаней, исключая приложение критических значений крутящего момента и растягивающей нагрузки, нахождение гибкой связи в распушенном ненапрянутом состоянии на всех этапах эксплуатации.



Рис. 9. Экспериментальный образец УПВ-10

Установка УПВ-10, созданная для реализации разработанной технологии, показана на рис. 9. Она предназначена для уборки и монтажа выносов продольных запаней. Уборка выносов производится подъемом их из русла

на плавучее основание и забухтовкой на специальный оменный барабан, образованный отрезком трубы и съемными ребордами, при движении установки от наплавной опоры к берегу. Монтаж выносов производится путем размотки с барабана при движении от наплавной опоры за тягой теплохода в сторону соответствующей береговой опоры. Установка обеспечивает подачу конца выноса к береговой опоре и набивку выноса.

Реализация такой технологии позволяет наряду с полной ликвидацией потерь выносов по причине упруго-пластических деформаций повысить производительность труда при посленавигационной уборке запаней в 2 раза, при монтаже - в 3-4 раза. Годовой экономический эффект от внедрения технологии и одной экспериментальной установки УПВ-10 составил 16,0 тыс. рублей.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В результате изучения условий эксплуатации и свойств стальных запаней тросов, а так же на основании теоретических и экспериментальных исследований существующих технологических процессов технической и производственной эксплуатации продольных запаней можно сделать следующие выводы и рекомендации:

1. Технологические процессы монтажа и уборки гибких связей продольных запаней, применяемые на производстве, трудоемки и являются причиной возникновения на них упруго-пластических деформаций в виде колышек.

2. Гибкие связи продольных запаней испытывают совместное действие растяжения и кручения на всех этапах производственной эксплуатации.

3. Наиболее интенсивно кручение и соответственное деформирование происходит в процессе выборки тяжелых и замытых русловыми наносами выносов тяговыми средствами на берег.

4. Разработана методика исследования напряженно-деформированных состояний выносов продольных запаней.

5. Получены теоретические зависимости, эмпирические и расчетно-конструктивные данные для определения действующих крутящих моментов и соответствующих деформаций.

6. Колышка образуется при затяжке упругой петли, оформленной на стальном канате в результате его кручения и является необратимой упруго-пластической деформацией. В сечении колышки раскручивания прочность каната при растяжении уменьшается на 25-30%, а на участке колышки подкручивания - на 45-50%. Усилие затяжки петли оставляет 2-3% от разрывного усилия каната в целом.

7. Критерием устойчивости гибких связей к образованию колышек являются коэффициент C влияния действующих растягивающих нагрузок на кручение каната, их жесткость и наличие начальных несовершенств в виде омятий, расслоений и изломов каната. На выносах, изготовленных из тросов с повышенной жесткостью при кручении H , вероятность образования колышек больше. Упругие петли, предворяющие колышки, формируются в первую очередь в местах омятий, расслоений и изломов.

8. В качестве выносов рекомендуется применять тросы по ГОСТ 7665-80, ГОСТ 3079-80 и ГОСТ 2688-80. Тросы по ГОСТ 7668-80 и ГОСТ 3077-80 следует применять в качестве лежней. Применение их в качестве выносов не рекомендуется.

9. Совокупность теоретических и экспериментальных исследований позволила разработать технологию и оборудование, обеспечивающие снижение эксплуатационного износа выносов, механизацию трудоемких операций и сокращение сроков монтажа продольных запаней.

10. Результаты исследований в виде рекомендаций приняты для включения в нормативные документы по эксплуатации лесосплавных тросов.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. А.с. № 647211 (СССР). Способ установки выносов лесозадерживающих и лесонаправляющих осоружений / Г.Е.Раицкий, С.Х.Будыка.- Оpubл. в Б.И., 1979, №6.

2. А.с. №75.457 (СССР). Устройство для очистки длинномерных материалов / Г.Е. Раицкий, С.Х. Будыка.-Оpubл. в Б.И., 1980, № 28.

3. Будыка С.Х., Раицкий Г.Е. Эксплуатационные деформации гибких связей продольных запаней. Сб. Механизация лесоразработок и транспорт леса. - Мн.: Высшая школа, вып. 12, 1982, с.71.

4. А.с. № 1043086 (СССР). Способ установки выносов продольных запаней и устройство для его осуществления / Г.Е. Раицкий, С.Х. Будыка, В.Н. Сарафанов.- Оpubл. в Б.И., 1983, № 35.

5. Будыка С.Х., Раицкий Г.Е. К вопросу о упругих деформациях выносов продольных запаней. Сб. Механизация лесоразработок и транспорт леса.-Мн.:Высшая школа, вып. 13, 1983 с.83.

6. Будыка С.Х., Раицкий Г.Е.Определение усилий в прядях выносов продольных запаней. Депонировано во ВНИИЭИлеопром, № 1249 лб. 11с.

7. Раицкий Г.Е. Экспериментальное исследование конструктивного коэффициента кручения стальных канатов.Сб. Механизация лесоразработок и транспорт леса.-Мн.: Высшая школа, вып.14, 1984, с.93.

Георгий Евгеньевич Раицкий

Технология эксплуатации запяней, обеспечивающая минимальный износ и надежность стальных канатов.

Подписано в печать 19.10.84. АТ 18903. Формат 60x84 1/16.

Печать офсетная. Усл.печ.л.1,117. Усл. кр.-отт. 1,17.
Уч-изд.л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 573. Бесплатно.

Отпечатано на ротапринтере Белорусского ордена Трудового
Красного Знамени технологического института им.С.М.Кирова.
220630. Минск, Свердлова, 13.