

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Национальный исследовательский технологический
университет «МИСИС»

Бердюгин Илья Андреевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА ТЯГОВОГО РАСЧЁТА ВАНТОВОГО
ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ТИПА ROPESON**

2.8.8 Геотехнология. Горные машины

Автореферат диссертации

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель: д.т.н., профессор Галкин Владимир
Иванович

Москва 2024

Общая характеристика работы

Актуальность работы. Роль транспортных систем, используемых при добыче полезных ископаемых и вскрыши, особенно при применении циклично-поточной технологии (ЦПТ), значительна и очень важна. Применение традиционных или специальных типов ленточных конвейеров в качестве подъёмных или магистральных (на поверхности карьера) в горнодобывающей отрасли России постоянно расширяется, например на Михайловском, Лебединском и Оленегорском, Ковдорском ГОКе, а также на АО «Карельский окатыш». Все перечисленные конвейерные системы, обладают одинаковыми недостатками – высокой металлоёмкостью става и энергоёмкостью процесса транспортирования, что отрицательно влияет на стоимость конвейера, а также на затраты по его эксплуатации.

Решение обозначенных проблем возможно с применением подвешного вантового конвейера типа RopeCon[®], став которого состоит из 6 канатов, опирающихся на опорные вышки, расстояние между которыми, в отдельных случаях, могут составлять до 1100 м, что уменьшает металлоёмкость става на 60%, и позволяет преодолевать различные преграды по трассе конвейера.

Кроме того, принцип перемещения насыпного груза, находящегося на ленте конвейера, основан на движении гофрированной ленты с закреплёнными на ней ходовыми роликами по четырём параллельно натянутым направляющим канатам, что уменьшает примерно в 4 раза коэффициент сопротивления движению, в сравнении с лентой, движущейся по стационарным роликоопорам, как это применяется у традиционного ленточного конвейера. Это приводит к уменьшению потребления электроэнергии приводом конвейера в указанное количество раз и сокращению затрат при его эксплуатации.

Ввиду инновационных конструктивных решений рассматриваемого конвейера RopeCon[®], а также по причине отсутствия в научной литературе информации от его проектировщика и производителя, была разработана теория расчета подвешной канатной системы става конвейера, представленной, как висячей вантовой 3-х – поясной системы. При этом выбор модели провеса канатов между опорными вышками произведен с учётом данных, представленных в научных статьях. Были сформулированы принципы определения нагрузок, действующих на канаты линейной секции вантовой системы конвейера, исходя из обеспечения необходимой надежности прилегания канатов к кронштейнам опорных рам, а также даны рекомендуемые значения коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты. Разработанная теория позволила определить основные конструктивные и эксплуатационные параметры вантовой системы рассматриваемого конвейера.

Следует отметить, что с учётом специфики конструктивного исполнения конвейера, заключающейся в:

- использовании конвейерной ленты с гофробортами и закреплёнными на ней ходовыми роликами;

- условиях перемещения ходовых роликов по направляющим канатам вантовой системы става на грузовой и порожняковой ветви конвейера, влияющих на величину коэффициентов сопротивления их движения;
- условиях огибания ленты с ходовыми роликами барабанов конвейера;
- возможности установки на конвейере только одного приводного барабана;
- наличии вантового шести - канатного става с опорными вышками;
- применении с целью очистки гофрированной ленты на порожней ветви конвейера двух участков поворота ленты, требующих определения их величин, которые будут оказывать влияние на выполнение тягового расчёта конвейера, поэтому разработка метода тягового расчёта подвесного вантового конвейера, позволяющего определить все его необходимые конструктивные и эксплуатационные параметры, является актуальной.

Степень научной проработанности темы исследования. Большой вклад в исследование и проектирование конвейерного транспорта на горных предприятиях России внесли известные ученые в области горно - транспортного машиностроения - Спиваковский А. О., Андреев А. В., Шахмейстер Л.Г., Зенков Р.Л., Галкин В. И., Дмитриев В. Г., Дьяченко В. П., Запенин И. В., Шешко Е. Е., Яхонтов Ю. А., Титов А. А., и др. Вопросам проектирования и расчётов висячих вантовых конструкций конвейеров и подвесных канатных дорог посвящены работы следующих российских и зарубежных ученых: Воронцов А. Н., Дукельский А. И., Земсков А.Н., Миркин Д. Р., Котлярова Е. В., Лагерев А. В., Лагерев И. А., Толкачев Е. Н., Kessler F., Droettboom M., Fedorko G., Jian Q., Kromer H. и др.

Цель работы: Разработка метода тягового расчёта подвесного вантового конвейера RopeCon® с учётом специфики его трассы и конструктивного исполнения.

Идея работы состоит в установлении аналитических зависимостей эксплуатационных и конструктивных параметров подвесного вантового конвейера, а также сопротивлений движению ленты от физико-механических свойств транспортируемого груза, длины пролета между опорными вышками и угла наклона трассы конвейера, основанных на экспериментальных данных и математических моделях, и создании на их основе метода тягового расчета подвесного вантового конвейера RopeCon®.

Задачи исследования:

1. Сформулировать критерии определения эксплуатационных и конструктивных параметров подвесного канатного вантового конвейера.
2. Обосновать расчет распределенных сопротивлений движению ленты конвейера, основанный на учёте экспериментальных и теоретических зависимостей отдельных его составляющих от условий эксплуатации подвесного канатного вантового конвейера.
3. Определить местные сопротивления движению ленты подвесного вантового канатного конвейера, в том числе сопротивлений при огибании барабанов и при повороте ленты, для использования в тяговом расчёте

конвейера с учётом особенности его эксплуатационных и конструктивных параметров.

4. Разработать метод и алгоритм тягового расчета конвейера типа RopeCon®.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Получены аналитические формулы для определения площади сечения груза, располагаемого на ленте конвейера типа RopeCon®, с учётом рабочей ширины ленты и высоты гофробортов.

2. Обоснованы верхние и нижние ограничения на допустимое натяжение, скорость движения ленты и шаг ходовых роликов конвейера типа RopeCon® с учётом возможных колебаний вантового става, а также вертикальных и крутильных колебаний ленты.

3. Разработаны алгоритмы расчета распределенных сопротивлений движению ленты и определены местные сопротивления её движению при огибании приводных и обводных барабанов, в том числе на участке переворота ленты, учитывающие особенности эксплуатационных и конструктивных параметров подвесного вантового конвейера типа RopeCon®

4. Разработан метод тягового расчета подвесного вантового конвейера типа RopeCon®, учитывающий наличие на конвейере участков с отрицательным и положительным наклоном трассы, а также возможные колебания вантового става.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректным использованием математического анализа, дифференциальной геометрии, теоретической механики, сопротивления материалов, теории машин непрерывного транспорта и подвесных вантовых систем, а также соответствием принятых норм международным стандартам проектирования машин непрерывного транспорта.

Научная новизна работы состоит в решении актуальной научной задачи, заключающейся в разработке метода тягового расчета подвесного вантового конвейера типа RopeCon® с учётом специфики его трассы и конструктивного исполнения, необходимых для обоснования его эксплуатационных параметров.

Научное значение работы состоит в:

1. Разработке расчетного способа обоснования потребной ширины ленты, высоты гофробортов и теоретической величины сечения слоя груза на ленте, в отличие от принятого эмпирического способа.

2. Обосновании верхних и нижних ограничений на допустимое натяжение, скорость движения ленты и шаг опорных роликов с учётом возможных колебаний вантового става, а также вертикальных и крутильных колебаний ленты.

3. Разработке метода расчета распределенных сопротивлений движению ленты конвейера на грузовой и порожней ветви конвейера, с учётом моделирования и теоретических зависимостей отдельных его составляющих, а также обязательного наличия на конвейере участков с отрицательным и с

положительным наклоном и возможного колебаний вантового става конвейера RopeCon®.

Практическое значение работы заключается в том, что на основании разработанного метода тягового расчета ПВК предложена методика по обоснованию рациональных эксплуатационных и конструктивных параметров подвесных вантовых конвейеров и тягового расчета конвейера с учетом особенностей его конструкции, трассы и вантового става конвейера. Полученные научные результаты и выводы диссертационной работы целесообразно применять в организациях, занимающихся конструированием и эксплуатацией ленточных конвейеров для добывающей промышленности, а также в учебных целях при выполнении практических занятий, курсовых и дипломных проектов.

Реализация результатов диссертационной работы. Научные и практические результаты диссертации приняты к использованию в ООО «Криэйшн Тяжмаш» (JZ Creation) и ООО «Белохолуницкие конвейеры», а также используются в учебном процессе горного института НИТУ МИСИС, при подготовке студентов машиностроительного профиля.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы ежегодно докладывались на международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (2022, 2023), и на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ «МИСИС».

Публикации. Основные положения диссертационной работы опубликованы в 3 научных статьях в изданиях. Из них 2 статьи входят в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ, и одна статья - в индексируемой базе данных Scopus.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, библиографического списка и приложений. Работа изложена на 123 страницах текста, содержит 7 таблиц и 31 рисунок. Библиография включает 69 наименований.

Основное содержание работы

Во введении обоснована актуальность работы, сформулирована цель, идея и научные положения, выносимые на защиту, дана оценка научной и практической значимости работы, а также её реализация.

В первой главе дано описание конструктивных особенностей конвейера типа RopeCon, проанализированы особенности трассы подвесных вантовых конвейеров, существующие методы расчета конвейеров с гибкими тяговыми элементами, пример расчета подвесного вантового конвейера, имеющийся в открытом доступе.

Сделан вывод, что в настоящее время практически отсутствуют публикации работ по расчету подвесного вантового конвейера.

Выполненный критический анализ современного состояния проблемы расчета подвесных канатных конвейеров позволил сформулировать следующие основные положения:

1. Прежде чем перейти к тяговому расчету подвешенного вантового конвейера, необходимо определить параметры производительности и конструктивные параметры конвейера с учетом его конструктивных особенностей. Особенностью выбора ленты с гофробортами является наличие, кроме ширины ленты, еще одного важного параметра - высоты гофроборта. Также существуют ограничения на максимально и минимально допустимую величину натяжения ленты, скорости её движения и давление ходовых роликов, закреплённых на ленте, на направляющие канаты става конвейера. Обоснование конструктивных параметров ленты, её скорости движения и теоретического сечения груза на ней - для подвешенного вантового конвейера в открытых источниках отсутствует.

2. Метода определения коэффициента распределенного сопротивления движению ленты подвешенного вантового конвейера, по крайней мере, в открытом доступе, на настоящий момент не существует.

3. Ввиду появления новых взаимозависимостей между параметрами конвейера, алгоритм тягового расчета должен включать решение ряда замкнутых задач методом последовательных приближений.

На основании представленных положений в главе сформулированы цель и задачи исследования.

Во второй главе исследованы критерии и методы выбора конструктивных и эксплуатационных параметров подвешенного вантового конвейера: ширины ленты, высоты гофробортов, максимально и минимально допустимое натяжение ленты, скорость её движения и шаг ходовых роликов.

Для случая подвешенного канатного конвейера, в отличие от традиционного ленточного конвейера, выбору подлежат два конструктивных параметра ленты - *ширина основной ленты и высота гофробортов*.

Поэтому введен дополнительный критерий для их выбора – эффективность использования ширины ленты по объемной производительности конвейера. Применительно к традиционным ленточным конвейерам её характеризует безразмерный коэффициент производительности C_3 – отношение поперечного сечения слоя груза на ленте к квадрату рабочей ширины ленты. Поскольку применительно к ленте с гофробортами её рабочая ширина зависит от высоты гофробортов, имеет смысл при определении коэффициента производительности базироваться на полной ширине основной ленты.

Смысл коэффициента эффективности использования ширины ленты по производительности C_3 следует из формулы производительности конвейера в виде:

$$Q = \rho v F = 3,6 \rho v B_L^2 C_3, \text{ т/ч}, \quad (1)$$

с учётом того, что

$$F = B_L^2 C_3, \text{ м}^2, \quad (2)$$

где B_L – ширина основной ленты, м; v – скорость движения ленты, м/с;

F – площадь поперечного сечения груза, лежащего на ленте, м²; ρ – насыпная плотность транспортируемого груза, т/м³.

Тогда необходимая ширина основной ленты подвесного вантового конвейера будет определяться, по аналогии с традиционным ленточным конвейером, по формуле:

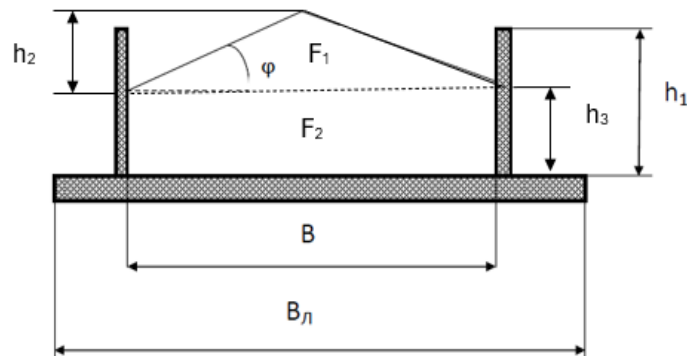
$$B_{л} = \sqrt{\frac{Q}{3,6 \rho v C_3}}, \text{ м.} \quad (3)$$

Полученную ширину ленты следует округлить до ближайшего большего её стандартного значения.

Для традиционного ленточного конвейера, в зависимости от конструкции роlikоопор грузовой ветви конвейера, величина $C_3 = 0,110–0,126$, которую нужно принимать, как нижнюю границу значения для ленты с гофробортом. Величину этого коэффициента для подвесного вантового конвейера рекомендуется назначать на основании опыта эксплуатации такого типа конвейеров и рекомендаций производителя конвейеров. В работе показано, что он является статистически устойчивой величиной.

При необходимых значениях поперечного сечения груза на ленте, лежащих в диапазоне от $0,04\text{м}^2$ до $0,08\text{м}^2$ можно рекомендовать принимать этот коэффициент равным $0,17$; при значениях поперечного сечения груза на ленте от $0,08\text{м}^2$ и выше его значение можно принимать, равным $0,21$ (этот диапазон соответствует ширине основной ленты от 800мм и выше, при этом борта рекомендуются принимать только усиленные шириной $0,15\text{м}$).

Параметры гофробортов определяются из следующих соотношений (рис.1).



ис. 1 Поперечное сечение груза, располагаемого на ленте с гофробортами конвейера RopeCon®

На ленте с гофробортами, теоретическая площадь сечения груза F (см. формулу (2)) складывается из суммы площади треугольника F_1 и прямоугольника F_2 :

$$F = F_1 + F_2 = \frac{1}{2} B h_3 c + B h_3 = 0,25 c B^2 \tan \varphi_1 + B \psi h_1, \quad (4)$$

где $\psi = \frac{h_3}{h_1}$ – коэффициент заполнения рабочего сечения груза по высоте бортов h_1 ; B – эффективная (рабочая) ширина ленты с гофробортами, зависящая от ширины основной ленты, типа и высоты выбранных бортов; $\varphi_1 = 0,4\varphi$ – угол естественного откоса груза, находящегося на движущейся

ленте; φ – угол естественного откоса груза, лежащего на ленте в покое; c – коэффициент, учитывающий уменьшение высоты h_2 при увеличении угла установки конвейера.

Максимально допустимое натяжение основной ленты ограничено необходимым коэффициентом надежности прилегания роликов к направляющим канатам вантовой системы конвейера n_H , который определяется из формулы:

$$n_H = \frac{N}{V}, \quad (5)$$

где N – удерживающая нагрузка, действующая на ролик (половина веса одного пролета между роликами движущихся частей конвейера, включая груз), H ; V – поднимающая нагрузка от натяжения ленты (при этом натяжение ленты прикладывается вдоль хорд соседних пролетов между рамками), H .

Обозначим

$$\left[\frac{1}{2} (q_{ол} + q_{ок}) \right] = q_1, \quad (6)$$

$$\left[\frac{1}{2} (q_z + q_l + q_{xp}) \right] = q_2, \quad (7)$$

где q_z – погонный вес груза, Н/м; q_l – погонный вес ленты с гофробортами, Н/м; q_{xp} – погонный вес ходовых роликов с осями, Н/м.

Тогда для порожней ветви конвейера

$$N_1 = q_1 l_{xp} \cos \beta_0 \quad (8)$$

для грузовой ветви конвейера

$$N_2 = q_2 l_{xp} \cos \beta_0. \quad (9)$$

В общем случае

$$N_i = q_i l_{xp} \cos \beta_0, \quad i = 1; 2, \quad (10)$$

где l_{xp} – шаг ходовых роликов, м;

β_0 – угол наклона участка конвейера, град.

Величины V_i при малом соотношении l_{xp}/R будут равны

$$V_i = S_i \times l_{xp}/2R, \quad i = 1; 2. \quad (11)$$

где $R = 1,5L$ – радиус кривизны направляющих канатов, L – расстояние между опорными вышками каждого пролёта вантовой системы конвейера.

Отсюда максимально допустимые натяжения ленты в ветвях конвейера

$$S_i = \frac{2q_i R}{n_H} \cos \beta_0. \quad (12)$$

Правилами проектирования подвесных канатных дорог требуется, чтобы нагрузка, передаваемая от ролика на канат, оставалась положительной даже при давлении ветра снизу до $p_B = 500$ Па. В работе дана оценка влияния этого требования с целью внесения соответствующей поправки в максимально допустимое натяжение ленты. Давление ветра имеет значение только на наклонных участках порожней ветви конвейера. Для порожней ветви:

$$S_1 = \frac{R}{n_H} (2q_1 \cos \beta_0 - p_B B_l). \quad (13)$$

Из полученных формул видно, что для грузовой ветви максимально допустимые натяжения ленты сопоставимы с суммарным натяжением двух канатов этой ветви. То же самое верно и для порожней ветви в отсутствие ветровой нагрузки. Но ветровая нагрузка может в несколько раз снижать максимально допустимые натяжения ленты.

Максимально допустимое натяжение основной ленты ограничено, как и на традиционном ленточном конвейере, допустимым провесом ленты f_{max} между ходовыми роликами:

$$f_{max} = 2q_i l_{xp}^2 \cos \beta_0 / 8S_{min}, \text{ м.} \quad (14)$$

Из конструктивных соображений, интерполируя значение f_{max} на произвольный диаметр ходового ролика D , запишем $f_{max} = D/2 + 0,06$. Тогда получаем общее выражение для минимального натяжения ленты:

$$S_{min} = q_i l_{xp}^2 \cos \beta_0 / (2D + 0,24), \text{ Н.} \quad (15)$$

где D – диаметр окружности качения ходового ролика, м.

Максимально допустимая скорость движения ленты на линейной части конвейера ограничена скоростью, при которой она теряет продольную устойчивость формы в вертикальной плоскости, а также критической скоростью на участках поворота.

Провисающая лента при её сходе с очередной роликоопоры сначала изгибается в вертикальной плоскости на угол $\tan^{-1} \left(\frac{dy}{dx} \right)$, а затем распрямляется на следующей роликоопоре.

Скорость распространения продольной волны «изгиба-распрямления» равна скорости движения ленты. Если скорость движения ленты становится выше возможной скорости распространения поперечной волны в ленте, то на вертикальных перегибах трассы конвейера, лента не успевает распрямиться и происходит её продольное складывание.

Известно выражение для критической скорости движения ленты при поперечных её колебаниях:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{s}{2q_i/g}}. \quad (16)$$

Используя полученное выражение для минимального натяжения ленты, получено минимально возможное значение критической скорости

$$v_{кр} = l_{xp} \sqrt{\frac{g}{2D + 0,24}}, \text{ м/с.} \quad (17)$$

Два участка поворота ленты, располагаемые на порожней ветви конвейера типа CoreCon®, могут быть также критическими по скорости движения ленты.

На участке поворота угол закручивания ленты θ изменяется от 0 до 180° . При этом удельный угол кручения ленты, будет равен:

$$\gamma = \frac{d\theta}{dx} r, \quad (18)$$

где x – продольная координата; r – расстояние от данной точки ленты до её оси.

При перевороте ленты, сначала угол θ увеличивается от 0^0 до некоторого значения γ_{max} , а затем падает до 0^0 .

Таким образом, вдоль ленты распространяется крутильная волна амплитудой γ_{max} , зависящей от длины участка переворота. Скорость распространения этой волны равна скорости движения ленты. Если скорость движения ленты становится выше возможной скорости распространения крутильной волны в ленте, то борта ленты в конце участка переворота не успевают распрямиться и происходит их продольное складывание.

При рассмотрении крутильных колебаний приближенно считали массу ленты с гофробортами и опорными роликами равномерно распределенной вдоль оси ленты. При этом под осью ленты подразумеваем траекторию её срединной линии, как по её ширине, так и по толщине.

Критическая скорость при крутильных колебаниях определится из известного равенства:

$$v = \sqrt{\frac{\sigma I}{J}}, \quad (19)$$

где J – момент инерции распределенных масс ленты с гофробортами и опорными роликами с осями относительно продольной оси ленты, $\text{кгм}^2/\text{м}$; I – геометрический момент инерции поперечного сечения основной ленты относительно продольной оси, м^4 ; $\sigma = \frac{S}{F_0}$ – продольные напряжения в основной ленте от натяжения, Па; $F_0 = B \cdot \delta$ – площадь поперечного сечения основной ленты, м^2 ; δ – толщина основной ленты, м.

Момент инерции распределенных масс ленты с гофробортами и опорными роликами с осями относительно продольной оси ленты равен:

$$J = J_{ол} + J_{гб} + J_{ос} + J_p, \quad (20)$$

где J_i – моменты инерции, соответственно, распределенной массы основной ленты, распределенной массы двух гофробортов, условно распределенной массы осей опорных роликов, условно распределенной массы двух опорных роликов, м^4 .

В работе определены значения всех моментов инерции в зависимости от конструктивных параметров конвейера.

Также определено значение величины:

$$\sigma \cdot I = \frac{SB_L^2}{12}. \quad (21)$$

Установлено, что критическая скорость при крутильных колебаниях существенно ниже, чем критическая скорость при поперечных колебаниях. При этом определяющую роль играют моменты инерции, создаваемые вращающимися массами гофробортов и опорных роликов. В этом особенность рассматриваемого типа конвейера.

Оптимальное расстояние между ходовыми роликами определено по критерию максимально допустимых давлений ходовых роликов на направляющие канаты.

Условное давление ролика на канат определяется по формуле:

$$p = \frac{N}{Dd}, \quad (22)$$

где D – диаметр ходового ролика, определённый ранее и равен 0,2 м;
 d – диаметр каната, мм.

Согласно правилам устройства подвесных канатных дорог, условное давление ходового ролика на канат p не должно превышать 0,4 МПа.

Таким образом, допустимый шаг ходовых роликов составляет:

$$l_{xp} \leq 0,4 \cdot 10^6 Dd/q_i. \quad (23)$$

Рассмотрены случаи расчета как для грузовой, так и для порожней ветвей конвейера, так как на грузовой ветви нагрузка больше, но и диаметр канатов может быть выбран больше, чем на порожней. Допустимый шаг установки ходовых роликов окончательно выбирается по меньшему из двух полученных значений величины l_{xp} .

Диаметр канатов определен из известных соотношений для расчета вантовой системы конвейера по величине погонного веса каната с учетом коэффициента заполнения сечения каната металлом $\psi = 0,67 - 0,70$.

Подставляя выражение для диаметра канатов и погонных нагрузок на ветви конвейера в формулу (23), получаем допустимое расстояние между ходовыми роликами на грузовой ветви

$$l_{xp} \leq 0,4 \cdot 10^6 D \sqrt{\frac{1,5L \cos \beta_0}{1950\pi\psi g n_H \lambda_0} \left(\frac{q_2 + q_1}{2q_2^2} \right)}, \quad (24)$$

где λ_0 – разрывная длина каната, зависящая только от его типа, но не от диаметра, м; R – наименьшее расстояние между опорными вышками вантовой системы, м.

При расчете шаг ходовых роликов l_{xp} для грузовой ветви конвейера всегда будет меньше, чем для порожней, даже если расчетный диаметр канатов на порожней ветви получается меньше, чем на грузовой. Поэтому расчёт допустимого шага ходовых роликов всегда нужно производить только по параметрам грузовой ветви конвейера. С увеличением расстояния между опорными вышками вантовой системы конвейера L максимально допустимый шаг ходовых роликов растет пропорционально корню квадратному из проекции этой величины на горизонтальную плоскость.

Третья глава посвящена разработке метода тягового расчета подвесного канатного конвейера. В диссертационной работе нами принят дифференцированный подход к расчету сопротивления движению ленты, когда выполняется суммирование всех сил сопротивления движению, как распределенных, так и сосредоточенных, рассчитываемых отдельно и подробно. При этом рассчитываются отдельно составляющие от сопротивления вращению роликов, вдавливания ходовых роликов в канат и т. д. (рис. 2). На рисунке 2 представлены все возможные виды сопротивлений движению ленты, возникающие при работе конвейера типа RopeCon®.

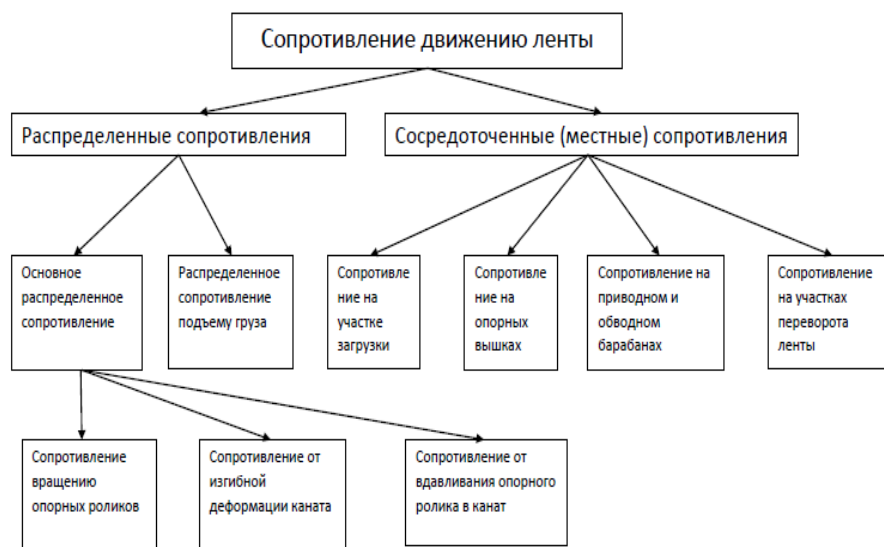


Рисунок 2. Виды сопротивлений движению тягового органа ПКК и структура полного сопротивления

Сопротивление вращению в цапфе ходового ролика необходимо рассчитывать для двух случаев: при наличии в ней подшипника качения и при его отсутствии. Во втором случае цапфа представляет собой подшипник скольжения.

Физико-механические свойства капролона, из которого изготавливают ходовые ролики, позволяют использовать в широком диапазоне условий эксплуатации контакт скольжения его в паре со сталью оси, как со смазкой, так и без неё. При этом наилучшей смазкой является вода, при наличии которой коэффициент трения в паре со сталью падает от 0,35 до 0,02. Для такого случая момент сопротивления вращению ролика обычно определяют по упрощенной формуле:

$$M_{ер} = \frac{1}{2} Nfd, \quad (25)$$

где N – нагрузка на ролик, Н; f – коэффициент трения в контактирующей паре; d – диаметр оси ролика, м.

При этом условно дугу контакта приводят к одной точке. В действительности контакт происходит по дуге на некотором угле $2\varphi_0$.

Для этого случая Ю. В. Белоусовым и С. В. Страшновым получено выражение:

$$M_{ер} = \frac{2d}{\pi} Nf \left(\frac{0,25\pi^2 - \varphi_0^2}{\pi\varphi_0 \cos \varphi_0} \right) = \frac{1}{2} Ndf \frac{2}{\pi} k, \quad (26)$$

где k – коэффициент, характеризующий величину среднего давления в контакте, с учётом того, что при нулевом зазоре $\varphi_0 \rightarrow \frac{\pi}{2}$ и значение $k \rightarrow \frac{4}{\pi}$. Это наименьшее теоретически возможное значение коэффициента k .

Наименьшее значение коэффициента k имеет место при нулевом зазоре. При этом имеет место и наименьший момент сопротивления вращению ходового ролика, равный:

$$M_{\text{вр}} = \frac{1}{2} N d f \frac{8}{\pi^2}. \quad (27)$$

Обзор существующих экспериментальных исследований на различных контактирующих парах показал, что при уменьшении зазора полуугол контакта быстро приближается к величине 40° , а дальше растет медленно. Достигнуть достаточно малого значения зазора, при котором полуугол контакта стал бы больше 45° , технологически сложно (нужна очень высокая точность изготовления деталей и чистота их обрабатываемой поверхности).

Поэтому рекомендуется исходить из значения половины угла контакта, равной 40° . Тогда при коэффициенте $k = 2,35$ момент сопротивления вращению ходового ролика будет равен

$$M_{\text{вр}} = \frac{1}{2} N d f_{\text{кс}} \cdot 1,50 = 0,75 N d f_{\text{кс}}, \quad (28)$$

где $f_{\text{кс}}$ – коэффициент трения капролона по стали (рекомендуется принимать равным 0,30–0,35).

Это в 1,5 раза больше, чем получаемое по упрощенной формуле, используемой в учебниках по транспортным машинам и подвесным канатным дорогам.

В случае, если в цапфе ролика установлен подшипник качения, момент сопротивления вращению можно определить по формуле:

$$M_{\text{вр}} = \frac{1}{2} N f_{\text{нк}} d, \quad (29)$$

где N – нагрузка на ролик, Н; $f_{\text{нк}} = 0,002$ – коэффициент трения в подшипнике качения; d – внутренний диаметр подшипника (оси ролика), м.

В обоих случаях составляющая коэффициента сопротивления движению от сопротивления вращению ходовых роликов равна

$$w_{\text{вр}} = \frac{M_{\text{вр}}}{DN}, \quad (30)$$

где D – диаметр окружности катания ходового ролика, м.

В случае отсутствия подшипника качения в цапфе ходового ролика

$$w_{\text{вр}} = \frac{1}{2} d f_{\text{кс}} \frac{2}{\pi D} k \quad (31)$$

- в случае применения подшипников качения

$$w_{\text{вр}} = \frac{1}{2} f_{\text{нк}} \frac{d}{D} \quad (32)$$

Если принять $d = 0,02$ м, $D = 0,2$ м, $f_{\text{кс}} = 0,35$, $k = 2,35$, $f_{\text{нк}} = 0,002$, то получаем в случае отсутствия подшипника качения в цапфе ходового ролика $w_{\text{вр}} = 0,0175$. Это самая большая составляющая распределенного сопротивления движению ленты. В случае применения подшипников качения $w_{\text{вр}} = 0,0001$, т. е. совершенно ничтожная величина. В обоих случаях эта величина не зависит от действующей нагрузки на ходовой ролик.

Сила сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов $P_{\text{и}}$ при качении по ним ходовых роликов на подвесной канатной дороге принято определять по формуле

$$P_{\text{и}} = \xi_{\text{ж}} T, \quad (33)$$

где T – сила натяжения каната, Н;

$\xi_{ж}$ – коэффициент, зависящий от диаметра каната d_k , диаметра поверхности катания ходового ролика D и отношения угла перегиба каната под ходовым роликом α к его критическому значению $\alpha_{кр}$ (после достижения критического значения коэффициент изгибной жесткости каната перестает зависеть от угла перегиба, а значит от отношения нагрузки на ходовой ролик N к силе натяжения каната); эта зависимость носит полуэмпирический характер, кроме того в ней не соблюдается правильное соотношение размерностей входящих величин.

Нами получены теоретические зависимости, которые подтверждают наличие критической нагрузки на ходовой ролик и зависимость сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов, диаметра каната d_k и от диаметра поверхности катания ходового ролика D .

Под действием силы P , действующей со стороны ходового ролика, несущий канат принимает форму, показанную на рис. 3. В зависимости от величины изгибной жесткости, натяжения каната и силы P , контакт с роликом может быть точечным (рис.4) или (при превышении силой P некоторого критического уровня) распределенного на дуге с хордой, равной $2a$ (рис.5). Во втором случае на границах зоны контакта, кроме распределенного давления, возникают две сосредоточенные силы (рис.5).

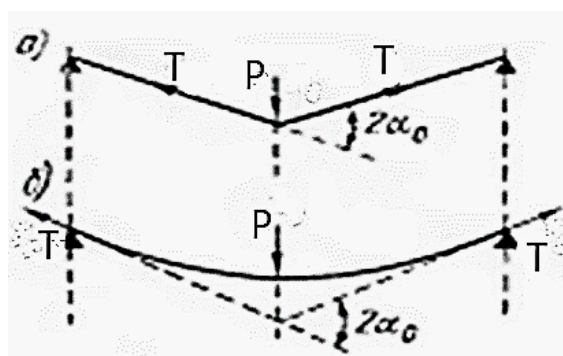


Рисунок 3 Схема провисания направляющего каната под воздействием ходового ролика без учета его изгибной жесткости (а) и с учетом изгибной жесткости (б)

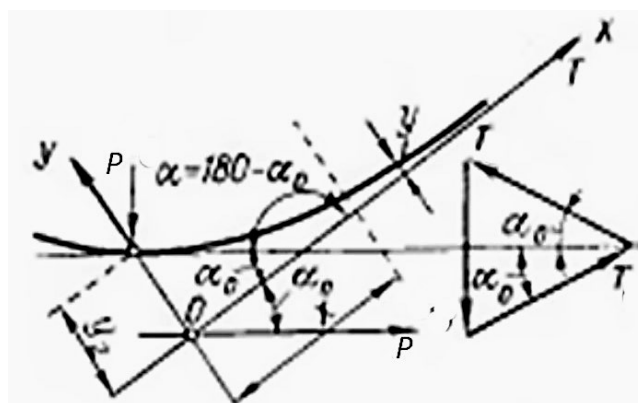


Рисунок 4 Геометрические параметры линии изгиба каната при нагрузке на ходовой ролик ниже критической

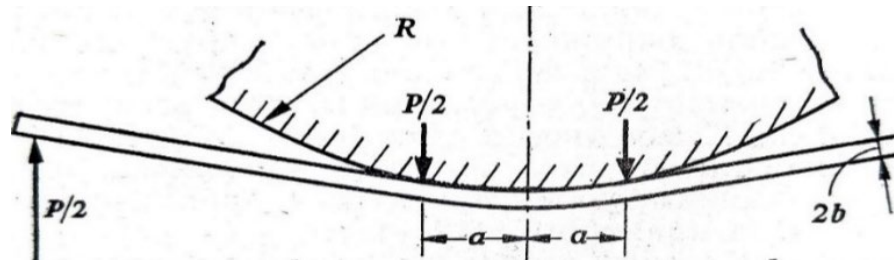


Рисунок 5 Характер взаимодействия ходового ролика с направляющим канатом при нагрузке выше критической

Определим вид контакта, характерного, для рассматриваемого нами конвейера. Для этого обозначим:

$$\lambda = \sqrt{\frac{E \cdot J}{T}} = \sqrt{\frac{E \cdot F}{T}} \cdot \frac{d}{4}, \text{ м}, \quad (34)$$

где E – модуль упругости несущего каната, Па; J – момент инерции поперечного сечения каната относительно поперечной оси, $J = \frac{\pi d^4}{64}, \text{ м}^4$;

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ – площадь поперечного сечения каната, м}^2;$$

T – натяжение каната, Н; d – диаметр каната, м.

Кривая изгиба каната может быть описана выражением:

$$y = y_0 e^{-\frac{x}{\lambda}}, \quad (35)$$

где

$$y_0 = \frac{P}{2T} \sqrt{\frac{EJ}{T}} = \frac{P\lambda}{2T}, \text{ м}. \quad (36)$$

Из треугольника равновесия сил, приведенного на рис. 4, следует, что,

$$\alpha_0 \approx \frac{P}{2T}. \quad (37)$$

Наименьший радиус кривизны изгиба каната r_0 , имеющий место в точке контакта с опорным роликом при координате $x=0$, будет равен:

$$r_{min} = r_0 = \frac{1}{\frac{d^2 y}{dx^2}} = \frac{2}{P} \sqrt{EJT} = \frac{2T}{P} \lambda = \frac{\lambda}{\alpha_0}. \quad (38)$$

Для несущих канатов подвесных канатных дорог величина λ составляет примерно $(5-6) d$. Тогда критическое нагружение возможно, если $\alpha_0 \geq \frac{2(5-6) d}{D}$, при том, что $d = (0,02-0,05) \text{ м}$. То есть угол перегиба каната при этом должен быть не менее $1 \text{ рад} \approx 57^\circ$, что невозможно. Таким образом, контакт ходового ролика с несущим канатом всегда остается точечным, и $r_0 \gg \frac{D}{2}$.

При точечном контакте наибольший изгибающий момент в канате M_{max} зависит от нагрузки P :

$$M_{max} = M_0 = y_0 T = \frac{P\lambda}{2} = \frac{EJ}{\rho_{min}}. \quad (39)$$

Вдоль оси x изгибающий момент изменяется согласно уравнению

$$M(x) = M_0 e^{-\frac{x}{\lambda}} = \frac{P\lambda}{2} e^{-\frac{x}{\lambda}} = y_0 T e^{-\frac{x}{\lambda}}. \quad (40)$$

Исходя из этого, определим работу A , совершаемую в некотором сечении каната при его постепенном изгибе от $r=\infty$ до $r = r_0$. При обычных

значениях λ можно с достаточной точностью считать, то координата x изменяется от 0 до ∞ , хотя значение x на самом деле не может превышать величины $l_{xp}/2$.

Элементарное приращение работы определяется из уравнения:

$$dA = M(x) d\alpha = M(x) \frac{d\alpha}{dx} dx. \quad (41)$$

Интегрируя это выражение по координате x от 0 до ∞ , получаем

$$A = \frac{1}{2} \alpha_0 M_0. \quad (42)$$

Полученное выражение показывает, что полная работа (а это накопленная потенциальная энергия изгиба каната) с достаточно высокой точностью может быть полностью определена только конечными значениями параметров напряженно-деформированного состояния каната.

В каждом сечении каната при прохождении расстояния, равного шагу между ходовыми роликами l_{xp} , повторяется процесс изгибного нагружения, а затем разгрузки. Наибольшая за цикл потенциальная энергия изгиба каната определена нами выше и равна A . При этом, ввиду наличия неупругих (диссипативных) сил, имеет место рассеивание части этой потенциальной энергии ΔA , которые вызывают сопротивление качению ходового ролика по канату из-за его изгибной жесткости. Отношение $\Delta A/A$ называют коэффициентом потерь (коэффициентом поглощения) энергии канатом ξ . Он определяется экспериментально и является справочным при расчетах сопротивлений в различных материалах и сопряжениях деталей машин.

При прохождении ходовым роликом расстояния, равного шагу между ними, условная сила сопротивления из-за изгибной жесткости каната $U_{ж}$, действующая на ходовой ролик, совершает работу $l_{xp} U_{ж}$. Поэтому, указанная сила сопротивления будет равна:

$$U_{жс} = \frac{\Delta A}{l_{ок}} = \frac{A}{l_{ок}} \xi = \frac{P^2 \lambda}{8 T l_{ок}} \xi. \quad (43)$$

Составляющая коэффициента сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната равна

$$w_{жс} = \frac{U_{жс}}{P} = \frac{P \lambda}{8 T l_{ок}} \xi. \quad (44)$$

Заметим, что согласно формулам (8 и 9), для порожней ветви конвейера сила P равна N_1 , а для грузовой - N_2 . Формулы для натяжения канатов порожней и грузовой ветвей и их диаметр приняты из теории расчета вантовой системы, как и при выводе формулы (24).

Коэффициент сопротивления движению ходовых роликов от изгибной жесткости каната для порожняковой ветви:

$$w_{жс}'' = \frac{\xi \lambda_n q_1}{8 T_{кп}} = \frac{\xi \lambda_n q_1 \cos \beta_0 n_n}{8 R_k q_1 \cos \beta_0} = \frac{\xi \lambda_n n_n}{8 R_k}, \quad (45)$$

причем $R_k = 1,5L$ (где L - расстояние между опорными вышками подвесной системы конвейера);

$$\lambda_n = \frac{\sqrt{\pi E}}{\sqrt{T_{кп}}} \cdot \frac{d_{кп}^2}{8}, \quad d_{кп}^2 = \frac{1,5L q_1 \cos \beta_0}{1950 \pi \psi g n_n \lambda_0}, \quad \sqrt{T_{кп}} = \sqrt{\frac{1,5L q_1 \cos \beta_0}{n_n}}.$$

По рассчитанному значению w'' можно рассчитать коэффициент для грузовой ветви w' , исходя из того, что

$$w'_{жс} = \frac{\xi \lambda_2}{8T_{к2}} \cdot q_2 = \frac{\xi \lambda_2 q_2 \cos \beta_0 2n_n}{8R_k(q_1 + q_2) \cos \beta_0} = \frac{\xi \lambda_2 2n_n}{8R_k(1 + \frac{q_1}{q_2})}, \lambda_\Gamma = \sqrt{\frac{E \cdot J_\Gamma}{T_{кГ}}}. \quad (46)$$

При этом всегда коэффициент сопротивления на грузовой ветви больше, чем на порожней. Коэффициент сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов растет с увеличением погонного веса подвижной части ветви конвейера и падает с увеличением длины пролетов между опорными вышками пропорционально корню квадратному от соответствующей величины.

Величина $\xi_{жс}$ в данном случае может быть принята равной 0,02–0,06.

На рис. 6 приведен график зависимости коэффициента сопротивления движению ходовых роликов $w''_{жс}$, от приходящегося на один направляющий канат погонного веса порожней ветви конвейера q_1 .

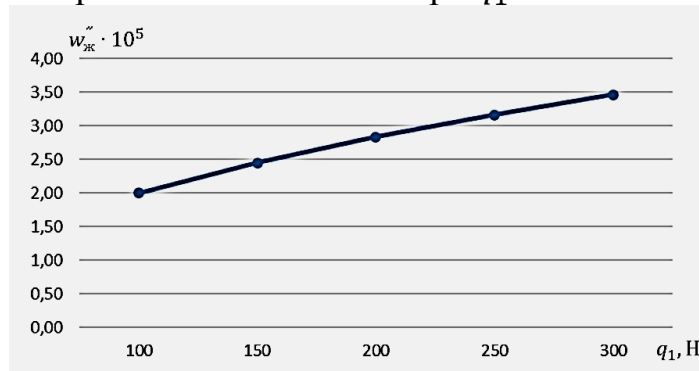


Рисунок 6 Зависимость коэффициента $w''_{жс}$ от приходящегося на один направляющий канат погонного веса порожней ветви конвейера q_1 - исходные данные для построения графика представлены в диссертации.

На рис. 7 приведен график зависимости отношения коэффициента сопротивления на грузовой ветви $w'_{жс}$ к коэффициенту сопротивления на порожней ветви $w''_{жс}$ от отношения нагрузок на канаты грузовой и порожней ветвей, при тех же исходных данных.

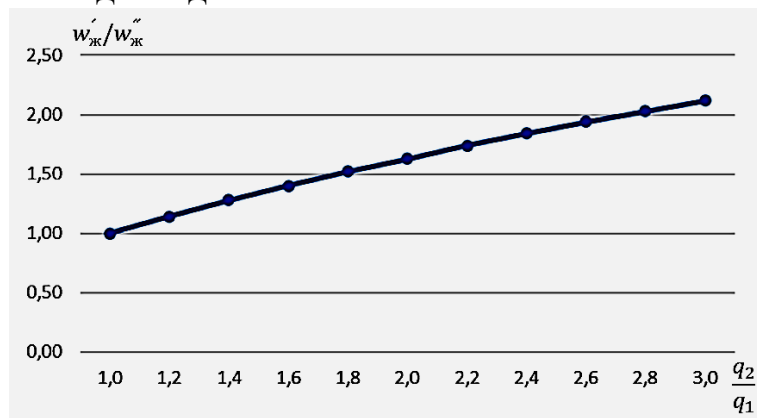


Рисунок 7 Зависимость отношения коэффициента сопротивления на грузовой ветви $w'_{жс}$ к коэффициенту сопротивления на порожней ветви $w''_{жс}$ от отношения нагрузок на канаты грузовой и порожней ветвей.

При рассмотрении *сопротивления от вдавливания ходовых роликов в направляющие канаты* использована теория поперечного сжатия канатов на барабане подъемной машины. В этом случае, круглый канат, лежащий в ручьях барабана, заменяется условно плоским слоем толщиной $d_k/2$, контактирующим с гладким цилиндром – барабаном. Модуль упругости материала условного плоского слоя называют модулем поперечного сжатия каната $E_{пк}$, который для закрытых канатов с металлическим сердечником составляет примерно $6 \cdot 10^8$ Па.

Таким образом, приходим к плоской задаче контактной деформации жесткого цилиндра с радиуса R и упругого слоя толщиной b под действием силы P , схема которой приведена на рис. 8. При этом максимальное вдавливание цилиндра составляет δ , полуширина контакта - a , распределение давления в контакте описывается функцией $p(x)$.

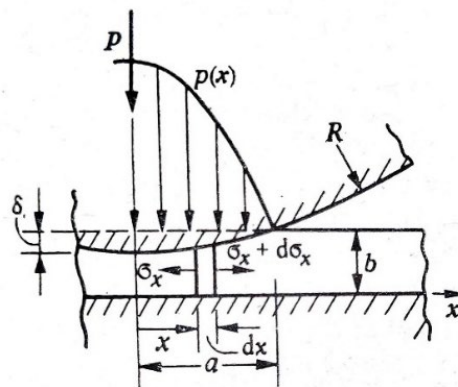


Рисунок 8 Процесс вдавливания ходового ролика в канат, рассматриваемого, как плоская задача контактной деформации

Используем теорию Герца, однако для упрощения зависимостей учтём, что a/R - величина очень малая.

Удельная работа A в произвольном сечении упругого слоя, с величиной вертикальной деформации z :

$$A = \int_{x=a}^{x=0} p(x) dz(x) \quad (47)$$

По теории Герца:

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a} \sqrt{s} \quad (48)$$

$$\text{где } s = \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right).$$

Деформация $z(x)$ определяется исходя из того, что a – это полу хорда вдавненной части окружности катания опорного ролика радиусом R :

$$z(x) = \sqrt{R^2 - x^2} - \sqrt{R^2 - a^2} \approx \frac{a^2}{2R} s \quad (49)$$

при $R \gg a$.

Тогда:

$$A = \int_{s=0}^{s=1} \frac{2P}{\pi a} \sqrt{s} \frac{a^2}{2R} ds = \frac{2Pa}{3\pi R} = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{2}{DE}} \left(\frac{N}{\pi d_k}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (50)$$

Умножая удельную работу на длину условного вдавливаемого цилиндра d_k , по аналогии с (43) получаем силу сопротивления на одном опорном ролике:

$$F_{вд} = A \xi_{вд} d_k.$$

Коэффициент сопротивления:

$$w_{вд} = \frac{F_c}{N} = \frac{4}{3} \xi_{вд} \sqrt{\frac{2N}{\pi^3 D E_{пк} d_k}} \quad (51)$$

Для определения этой составляющей сопротивления на грузовой и порожней ветвях в формулу нужно подставлять соответствующие значения N и d_k . Величину $\xi_{вд}$ можно принимать равной 0,2-0,4.

Сопротивление в месте загрузки транспортируемого материала на ленту можно как для конвейера традиционной конструкции.

При огибании лентой приводного и обводного барабанов имеет место сопротивление изгибной деформации ленты и сопротивление в подшипниках барабана.

Сопротивление изгибной деформации ленты на барабане определяем при условии их контакта по дуге. При этом, наибольший изгибающий момент в ленте M_{max} , имеющий место в точке начала контакта, согласно (40), зависит от диаметра барабана $D_б$, и будет равен:

$$M_{max} = M_0 = \frac{2EJ_y}{D_б} \quad (52)$$

Здесь EJ_y – изгибная жесткость ленты с гофробортами; $D_б$ – диаметр барабана, м.

Сила сопротивления от изгиба ленты на барабане:

$$F_c = \frac{2M_0}{D_б} \xi_б = \frac{4EJ_y}{D_б^2} \xi_б \quad (53)$$

Коэффициент поглощения энергии лентой $\xi_б$ можно принимать 0,2–0,4.

Сила сопротивления в подшипниках барабана по классической теории

$$F_{сп} = \frac{f d_{п}}{D_б} P_б, \quad (54)$$

$$\text{где } P_б = \sqrt{(S_{сб} + S_{сб})^2 + G_б^2} \quad (55)$$

$G_б$ - вес барабана, $d_{п}$ -диаметр подшипника, f - коэффициент сопротивления вращению в подшипниках барабанов.

Пренебрегая весом барабана, по сравнению с силами натяжения ленты, действующими на него, и принимая значение тягового фактора барабана равным 3,6, приближенно получаем:

$$W_{бп} = 1,28 \frac{f d_{п}}{D_б} S_{нб}.$$

То есть, при тяговом расчете можно принимать коэффициент повышения натяжения ленты на барабане, с учётом сопротивления в его подшипниках равным:

$$K_{бп} = 1 + 1,28 \frac{f d_{п}}{D_б}.$$

Сила сопротивления на участках переворота ленты, располагаемых на порожней ветви конвейера, равна удельной потенциальной и кинетической энергии вращения ленты. Кинетическая и потенциальная энергия, накопленная лентой при переворачивании, в дальнейшем полностью теряется (коэффициент потерь равен 1). Поэтому сила сопротивления в устройстве для

переворота равна суммарной энергии затрачиваемой на 1 погонный метр длины ленты.

В соответствии с принятыми обозначениям в уравнении (19), кинетическую энергию в момент наибольшей скорости вращения ленты на участке переворота можно записать в виде:

$$E_{\text{кин}} = \frac{1}{2} J \left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{\text{max}}^2, \frac{Дж}{м} \left(\frac{Н \cdot м}{м} \right) \quad (57)$$

Приращение работы по созданию потенциальной энергии:

$$dA = \frac{1}{2} M d\theta, \quad (58)$$

причём по закону Гука при кручении удельное кручение определяется, как:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{M}{\frac{SI}{F}}, \text{ или } M = \frac{SI}{F} \frac{d\theta}{dx} = \frac{SI}{F} \left(\frac{d\theta}{dx} \right)^2 \frac{dx}{d\theta}. \quad (59)$$

Отсюда:

$$dA = \frac{1}{2} \frac{SI}{F} \left(\frac{d\theta}{dx} \right)^2 \cdot dx \quad (60)$$

$$\text{Соответствующая сила равна } \frac{dA}{dx} \text{ при } \left(\frac{d\theta}{dx} \right) = \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{\text{max}} \quad (61)$$

При линейном изменении угла закручивания вдоль длины участка переворота $l_{\text{пер}}$:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{\pi}{l_{\text{пер}}}.$$

При этом сила сопротивления перевороту ленты:

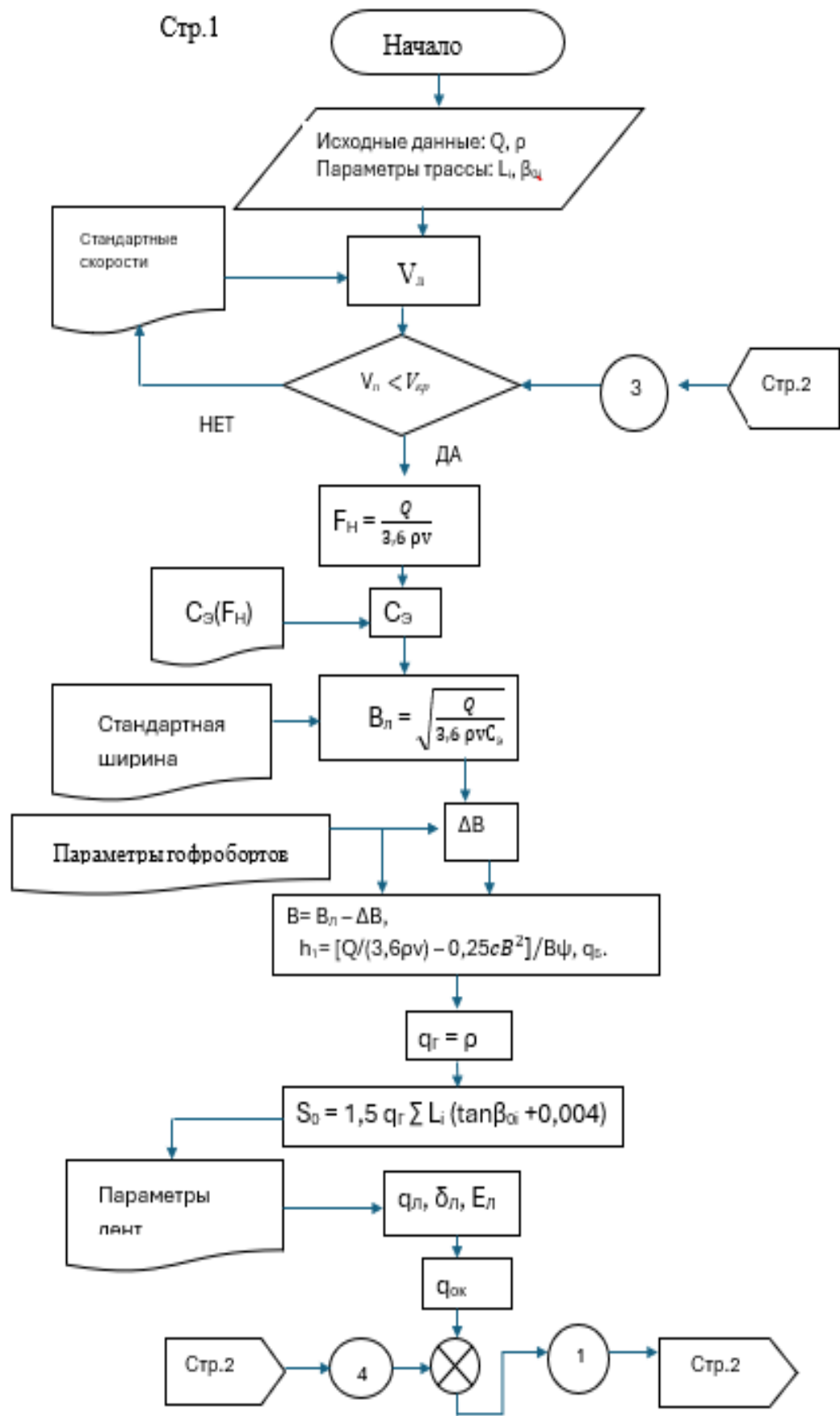
$$W_{\text{пер}}^{\text{лин}} = \frac{1}{2} \frac{\pi^2}{l_{\text{пер}}^2} \left(J v_{\text{л}}^2 + \frac{S B_{\text{л}}^2}{12} \right).$$

Если скорость вращения изменяется по закону синуса, тогда сила $W_{\text{пер}}$ становится больше в $\left(\frac{\pi}{2} \right)^2 \approx 2,5$ раза:

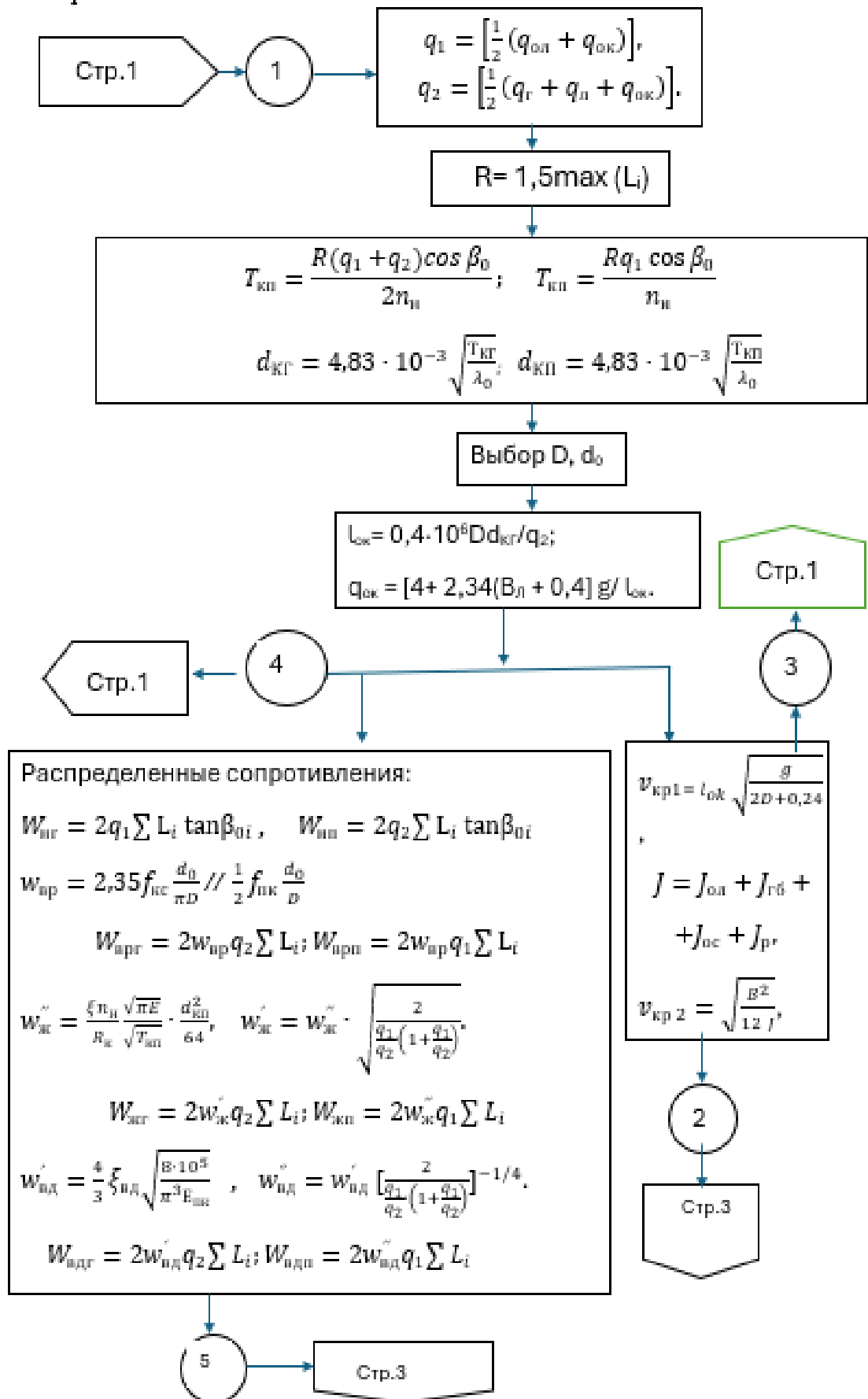
$$W_{\text{пер}}^{\text{син}} = W_{\text{пер}}^{\text{лин}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} \right)^2 \quad (62)$$

Независимо от режима переворота ленты, сила сопротивления обратно пропорциональна квадрату длины участка переворота и растёт пропорционально квадрату скорости движения ленты и силе её натяжения.

На основе полученных в работе зависимостей и с учетом сформулированных выше основных положений разработанного метода тягового расчета подвешенного канатного конвейера составлен алгоритм тягового расчета. Блок-схема алгоритма приведена на рис.9.



Стр.2



Стр.3

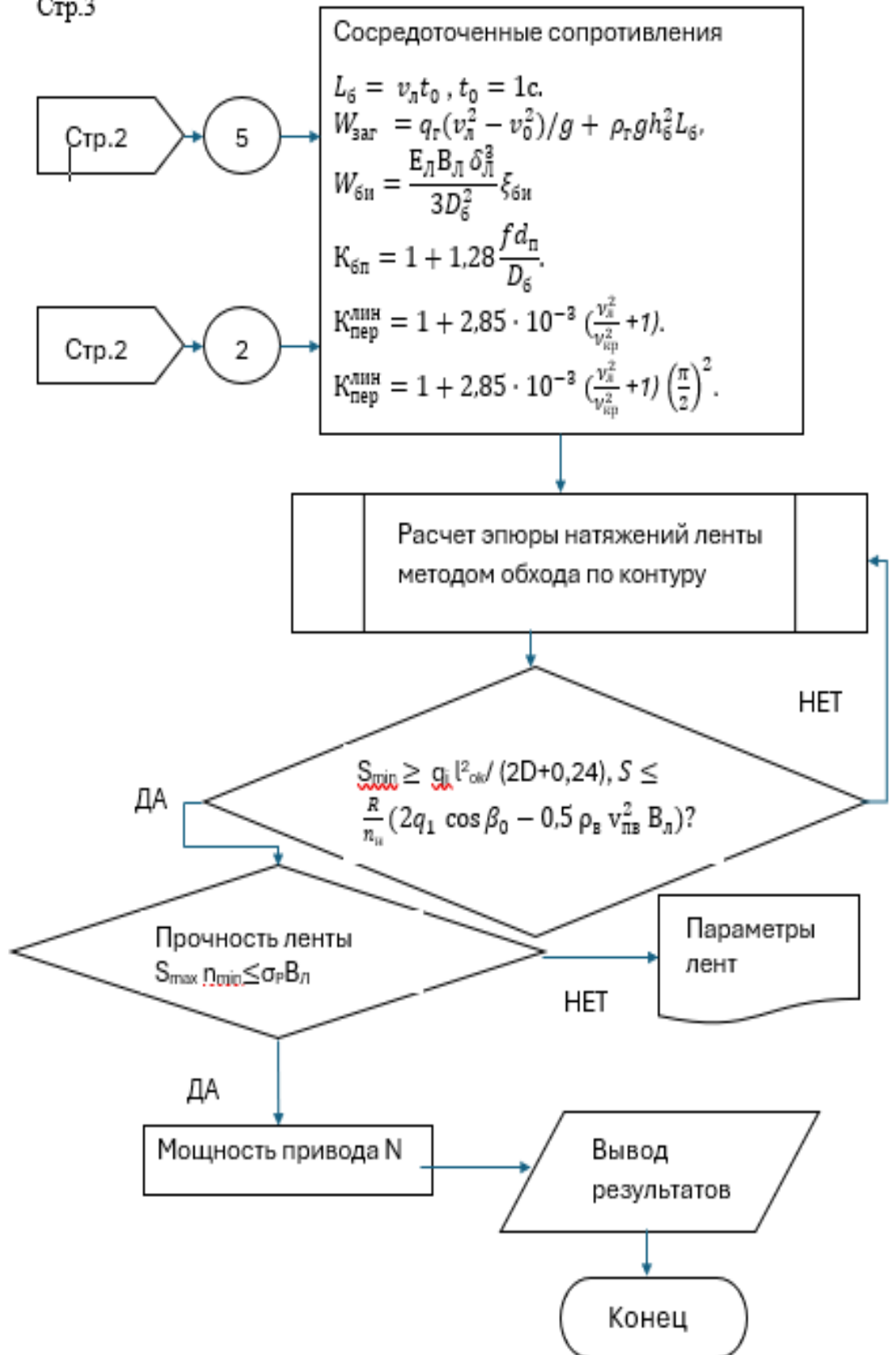


Рисунок 9. Алгоритм тягового расчета подвесного канатного конвейера

В диссертации, являющейся законченной научно-квалификационной работой, на основании выполненных автором исследований приведено решение актуальной научной задачи разработки метода тягового расчета вантового ленточного конвейера типа RopeCone[®], имеющее важное практическое значение для разработки и проектирования нового поколения вантовых канатных ленточных конвейеров.

Основные научные результаты, выводы и рекомендации, полученные лично автором:

1. Для случая применения подвешенного канатного конвейера, в отличие от традиционного ленточного конвейера, нужен дополнительный критерий для выбора ширины ленты, поэтому в диссертации введен коэффициент эффективности использования ширины ленты по производительности. Показано, что он является статистически устойчивой величиной.

При необходимых значениях поперечного сечения груза на ленте, лежащих в диапазоне от $0,04\text{м}^2$ до $0,08\text{м}^2$ можно рекомендовать принимать этот коэффициент равным $0,17$; при необходимых значениях поперечного сечения груза на ленте от $0,08\text{м}^2$ и выше его значение можно принимать, равным $0,21$ (этот диапазон соответствует ширине основной ленты от 800мм и выше, при этом борта рекомендуется принимать только усиленные шириной $0,15\text{м}$). С учётом специфики эксплуатации конвейерной ленты на рассматриваемом конвейере рекомендуется использовать резиновтросовые или арамидные ленты - имеющие меньшее относительное удлинение.

2. Для грузовой ветви конвейера максимально допустимые натяжения ленты, исходя из надежности прилегания ходовых роликов к направляющим канатам вантовой системы конвейера, сопоставимы с суммарным натяжением двух направляющих канатов этой ветви. То же самое верно и для порожней ветви в отсутствие ветровой нагрузки. Следует иметь в виду, что ветровая нагрузка может в несколько раз снижать максимально допустимые натяжения ленты, и это ограничение нужно принимать во внимание при тяговом расчете конвейера.

3. Вследствие конструктивных особенностей подвешенного вантового конвейера минимальное натяжение ленты по допустимому провесу ленты получается прямо пропорциональным квадрату шага ходовых роликов, в то время как для обычного ленточного конвейера оно пропорционально первой степени шага поддерживающих роликоопор.

4. Максимально допустимая скорость движения ленты конвейера ограничена критической скоростью, при которой происходит потеря продольной устойчивости формы ленты.

Критическая скорость движения ленты при крутильных колебаниях на участке её переворота существенно ниже, чем её критическая скорость при поперечных колебаниях на линейном участке, примерно в $1,4$ раза, чем на традиционном ленточном конвейере при той же ширине ленты. В этом случае, определяющую роль играют моменты инерции, создаваемые массами

гофробортов и опорных роликов, составляющие 92% от суммы моментов инерции погонных масс, подвижных частей конвейера.

5. При выборе расстояния между ходовыми роликами, в качестве основного критерия, целесообразно учитывать максимально допустимые давления на направляющие канаты. Расчет допустимого шага ходовых роликов целесообразно вести только по параметрам грузовой ветви конвейера. Максимально допустимый шаг ходовых роликов растет пропорционально корню квадратному из величины расстояния между опорными вышками вантовой системы конвейера. Допустимый шаг ходовых роликов в основном зависит от диаметра выбранных канатов, а, следовательно, от допустимого относительного провеса вантовой системы конвейера.

6. Коэффициент сопротивления от изгибной деформации направляющих канатов растет с увеличением погонного веса подвижной части соответствующей ветви конвейера и падает с увеличением длины пролетов между опорными вышками пропорционально корню квадратному от соответствующих величин. Значение этого коэффициента не зависит от диаметра ходовых роликов и определяется в лабораторных условиях.

7. Коэффициент сопротивления от вдавливания ходовых роликов в направляющие канаты растет с увеличением нагрузки на ролики. Если их шаг принять максимально допустимым по нагрузке на канаты, то получается максимально возможное значение этого коэффициента, зависящее только от модуля поперечной деформации канатов.

8. Сопротивление в месте загрузки конвейера рекомендуется определять согласно классической теории ленточных конвейеров, как для конвейера традиционной конструкции.

9. При огибании лентой приводного и обводного барабанов имеет место сопротивление от изгибной деформации ленты и сопротивление в подшипниках барабанов. Для первого из них получена зависимость от геометрических параметров барабана и ленты, а второе рекомендуется определять, как для ленточного конвейера традиционной конструкции.

10. Сила сопротивления на участках поворота ленты равна сумме удельной потенциальной и кинетической энергии её вращения. Независимо от режима поворота ленты, сила сопротивления обратно пропорциональна квадрату длины участка поворота и возрастает пропорционально силе её натяжения и квадрату скорости её движения.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих статьях:

1. Сазанкова Е. С., Бердюгин И. А. Арамидные конвейерные ленты, как альтернатива резинотросовым. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2023;(12): 111–122. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_12_0_111

2. Галкин В. И., Бердюгин И. А. Обоснование выбора оптимальных конструктивных параметров ленты конвейера типа RopeCon®: Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). — 2024. — № 4 (специальный выпуск 9). — 16 с. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_4_9_3.

3. Галкин В. И., Бердюгин И. А. Определение сопротивления вращению ходовых роликов конвейера RopeCon® // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2024. — № 5 (специальный выпуск 12). — 12с. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_5_12_3.