

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

Доблер Максим Олегович

Разработка метода расчета параметров става вантового ленточного конвейера типа ROPECON®

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

Введение

При транспортировании различных насыпных грузов на значительные расстояния в различных отраслях промышленности наиболее часто используют магистральные ленточные конвейеры, которые с учётом проложенной трассы преодолевают различные естественные препятствия - овраги, реки, а также строения и коммуникации, созданные в результате деятельности человека. В таких случаях классические ленточные конвейеры не могут быть использованы, поскольку область их применения ограничена углом наклона конвейера до $\pm 16^0$, при условии абсолютной прямолинейности трассы. В связи с этим, при транспортировании полезного ископаемого на значительные расстояния необходимо проектировать конвейерные линии, имеющие узлы перегрузки, что приводит к увеличению капитальных затрат, возникновению пылеобразования, приводящему к отрицательному воздействию на окружающую среду и снижению надёжности всей транспортной системы

В связи с этим, постоянно осуществляется поиск новых видов непрерывного транспорта для обеспечения наиболее эффективного способа доставки полезного ископаемого потребителю. Одним из таких перспективных типов ленточного конвейера является RoreCon[®], предложенный австрийской фирмой Doppelmaut, который монтируется на шести подвесных канатах, опирающихся на опорные вышки, устанавливаемые с определённым - расчётным интервалом по трассе конвейера.

Основным преимуществом такого конвейера является возможность прокладывать трассу конвейера независимо от существующих препятствий, минимизированный вес линейного става, экологичность, универсальность использования, а также энергосбережение за счёт применения ленты типа гофроборт, движущейся на ходовых роликах по направляющим канатам.

В последнее время область применения данного типа конвейера расширяется за счёт возможного применения в качестве подъёмного конвейера из карьеров с циклично-поточной технологией для транспортирования дроблёной руды до обогатительной фабрики или склада, а также при подземной добыче угля, для транспортирования по магистральным выработкам.

При проектировании конвейерного транспорта применяются различные подходы, в том числе с применением компьютерного моделирования, с использованием аналитических методов. Поскольку в зарубежных публикациях ограничен доступ к материалам по определению основных конструктивных и эксплуатационных параметров подвесного канатного конвейера (ПКК) типа RoreCon[®], влияющих на его технические характеристики, разработка метода их определения является актуальной научно-технической задачей, решение которой даст возможность проектировать такие конвейеры не только за рубежом, но и в нашей стране.

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., Зенков Р.Л., Галкин В. И., Дмитриев В. Г., Дьяченко В. П., Запенин И. В., Шахмейстер Л. Г., 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., Лагерева А. В., Лагерева И. А., Толкачев Е. Н., Kessler F., Droettboom M., Fedorko G., Jian Q., Kromer H. и др.

Цель работы: разработка метода расчета оптимальных параметров канатного става вантового ленточного конвейера с учётом расчетных усилий натяжений в несущих и направляющих канатах и коэффициентов передачи нагрузок между ними.

Идея работы состоит в разработке метода расчета става подвесного канатного ленточного конвейера с использованием основных положений расчёта вантовых систем, подвесных канатных дорог и ленточных конвейеров с канатным ставом, используемого для обоснования оптимальных параметров става конвейера.

Задачи исследования:

1. Создание математической модели для определения стрелы провеса канатов между опорными вышками;
2. Определение распределений величин натяжений между несущими и направляющими канатами вантовой системы става ленточного конвейера и влияний этих величин на его тяговый расчет;
3. Определение нагрузок, действующих на канаты вантовой системы става конвейера, с учетом максимальной разрывной прочности канатов;
4. Обеспечение условий надежного прилегания канатов к башмакам опорных вышек и кронштейнам опорных рам;
5. Обоснование оптимальной длины пролетов между опорными рамами канатного става и шага установки ходовых роликов ленты конвейера.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Установлены значения коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы линейного става на несущие канаты, при которых обеспечивается условие надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам, зависящие от веса грузовой и порожней ветвей конвейера, перепада высот трассы конвейера и радиуса кривизны провеса каната в пролетах между опорными вышками.
2. На основании разработанной математической модели определены закономерности распределения величин натяжений между несущими и направляющими канатами вантовой системы става в зависимости от их погонных масс при заданной нагрузке.
3. Обоснован шаг установки ходовых роликов ленты, а также ограничения

на стрелу провеса канатов в пролете между опорными вышками с учётом рекомендуемых коэффициентов использования разрывной прочности канатов става и коэффициентов передачи нагрузок от направляющих канатов на несущие, обеспечивающих заданную поперечную жесткость вантовой системы конвейера.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается теоретическими исследованиями с корректным использованием математического анализа, теории подобия и размерностей, достаточным количеством экспериментальных расчётов, а также хорошей сходимостью полученных данных с теорией тяговых расчетов ленточных конвейеров и канатных дорог.

Научная новизна работы состоит в:

- получении аналитических выражений для определения коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам с учетом изменяющихся суммарных погонных нагрузок q_{Σ} , а также для погонных весов всех канатов и их натяжений;
- определении значений расчетных коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов грузовой и порожней ветвей конвейера к кронштейнам опорных рам, превышающих установленные нормативные значения при изменяющихся погонных нагрузках на ленту;
- получении уравнения для определения расстояния между опорными рамами вантовой системы конвейера из условия минимизации возникающей неравномерности от подвижной нагрузки на канаты, связанной с перемещением на ленте транспортируемого груза, веса ленты и погонного веса роликов.

Научное значение работы состоит в разработке научного подхода метода расчёта става подвесного канатного ленточного конвейера, включающего в себя:

- определение распределений натяжений между канатами вантовой систем в зависимости от их погонного веса, при заданной нагрузке от веса грузовой и порожней ветвей конвейера с учётом перепада высот трассы конвейера и радиуса кривизны провеса каната в пролетах между опорными вышками;
- разработку метода определения нагрузок, действующих на канаты вантовой системы, с выполнением условия надежного их прилегания к кронштейнам опорных рамы и рекомендуемых значений коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты;
- вывод аналитических выражений по расчёту статических натяжений в ветвях несущих и направляющих канатов става вантового ленточного конвейера.

Практическое значение работы заключается в том, что на основании разработанного метода расчета ПКК предложена методика по обоснованию рациональных параметров его става с помощью коэффициентов надежного их прилегания к кронштейнам опорных рам, учитывающая коэффициенты использования разрывной прочности канатов и коэффициенты передачи нагрузок

от направляющих канатов к несущим.

Полученные результаты и выводы диссертационной работы целесообразно использовать в организациях, занимающихся конструированием и эксплуатацией ленточных конвейеров для различных отраслей промышленности, а также в учебных целях при выполнении практических занятий, курсовых и дипломных проектов.

Личный вклад автора заключается в: разработке научного подхода к обоснованию метода расчёта става подвесного канатного ленточного конвейера с учётом нагрузок, действующих на канаты вантовой системы, и выполнением условия надежного их прилегания к кронштейнам опорных рам, а также обосновании рекомендуемых значений коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты; выводе аналитических выражений для расчёта статических натяжений в ветвях несущих и направляющих канатов става вантового ленточного конвейера.

Реализация результатов диссертационной работы.

Научные и практические результаты диссертации приняты к использованию в ОАО «Объединённые машиностроительные технологии» и в ООО «Центр горного машиностроения» для проектирования ленточных конвейеров вантового типа в условиях их применения в гористой местности, 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» (2021, 2022), и на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ МИСИС.

Публикации.

Основные положения диссертационной работы опубликованы в 3 научных трудах, входящих в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ и индексируемых в наукометрической базе Scopus.

Объем и структура работы.

Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, библиографического списка и приложений. Работа изложена на 103 страницах текста, содержит 17 таблиц и 41 рисунок. Библиография включает 54 наименования.

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 выполнен анализ научных трудов по теме диссертации, в которых рассматриваются вопросы проектирования и эксплуатации ленточных конвейеров с вантовой конструкцией канатного става, подвесных грузовых канатных дорог и транспортной системы RopeCon®, с учётом их применения на открытых горных работах связанных с добычей различных полезных ископаемых. На основе выполненного анализа сформулирована цель и задачи, научная новизна и практическая значимость выполненного диссертационного исследования.

Вторая глава посвящена теоретическому исследованию параметров вантовой системы подвесного канатного конвейера. Была разработана математическая модель провеса канатов винтовой системы между опорными вышками, а также определены распределения натяжений между несущими и направляющими канатами, а также нагрузки, действующие на канаты, и описаны способы их определения.

При описании подвесных систем наиболее важным является вопрос о выборе реальной модели провеса канатов между опорными вышками, для чего были рассмотрены три варианта возможных моделей:

- модель механики гибкой нити (в том числе приближенная параболическая модель);
- исправленная модель параболического приближения, которая успешно применяется при расчетах подвесных канатных дорог;
- принятая нами для расчёта модель нити постоянной кривизны.

В модели механики гибкой нити рассматривается тяжелая гибкая нить, нагруженная внешней распределенной нагрузкой. Параметры прогиба нити показаны на рис. 1. На рис.1,а приведен вариант, когда низшая точка прогиба нити C , натянутой между точками A и B , находится внутри пролета AB , имеющего по горизонтали длину l . На рис. 1,б приведен вариант, когда низшая точка прогиба нити C , являющаяся теоретическим продолжением кривой провеса, будет находится за пределами пролета, на расстоянии $(\delta - x)$. Согласно этой модели, стрела прогиба f отсчитывается по вертикали и, следовательно, не может быть меньше, чем перепад высот h между концами нити A и B .

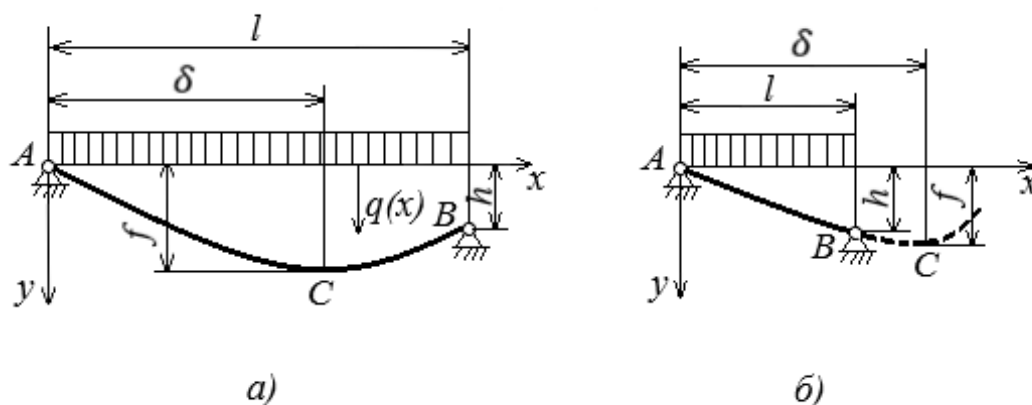


Рисунок 1 - Схемы прогибов абсолютно гибкой нити согласно теоретической механике гибкой нити

При произвольном распределении нагрузки $q(x)$ получается достаточно сложная задача, которая сводится к решению системы дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами.

Решение значительно упрощается при однородной нагрузке: нить, находящаяся в равновесии под действием вертикальной нагрузки, равномерно распределенной вдоль горизонтальной оси x и провисающей по параболе.

Такую кривую провеса гибкой нити называют параболическим приближением, т. к. на самом деле нагрузка от собственного веса нити распределена равномерно не по горизонтальной оси x , а по длине нити, то есть по так называемой естественной координате.

Более точное параболическое приближение учитывает, что провес каната происходит под действием собственного веса, представленного приближенно в виде нагрузки, распределенной с постоянной интенсивностью вдоль хорды пролета AB (рис. 2).

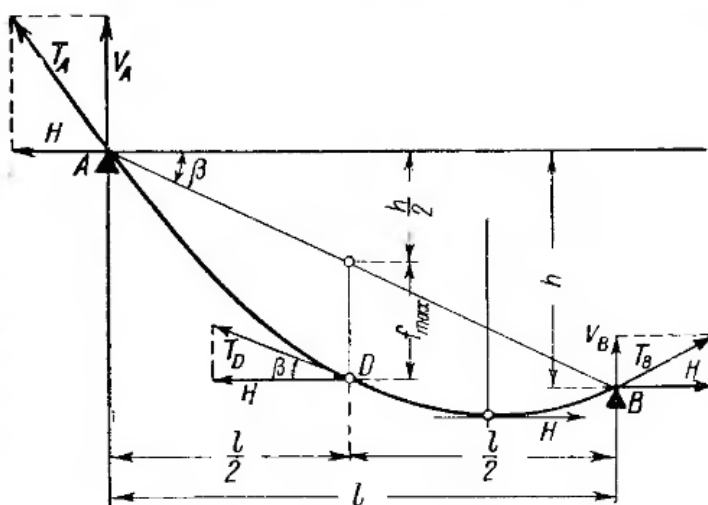


Рисунок 2 – Параметры скорректированной параболической модели провеса каната

Рассмотренная, скорректированная параболическая модель провеса каната

весьма удобна для расчетов, однако она ориентирована на вертикальные нагрузки и поэтому создается проблема, которая не решается с помощью этой модели и заключается в следующем.

В вантовой системе ПКК (подвесного канатного конвейера) несущие и направляющие канаты связаны между собой опорными рамами, через которые передаются усилия, нормальные к кривым изгиба канатов. Это означает, что при одинаковых геометрических размерах всех опорных рам в продольной плоскости, расстояние между канатами верхнего и нижнего яруса, измеренное по нормали к кривым провеса канатов в пролете между опорными вышками, должно быть одинаковым. В связи с этим возникает вопрос - при какой форме провеса канатов это возможно? Такое условие может быть выполнено в случае, если провес будет иметь форму дуги окружности, поэтому была выбрана удовлетворяющую этим условиям модель провеса канатов, как модель нити постоянной кривизны.

Зная модель расчета провесов канатов, можно определить распределения натяжений между несущими и направляющими канатами рассматриваемой вантовой системы. Кроме того, мы можем определить нагрузки, действующие на канаты, руководствуясь общими принципами, используемыми при проектировании подвесных канатных дорог, которые заключаются в следующем:

- вес грузового натяжного устройства для каната P , рис. 3, а, обычно устанавливают в нижней точке трассы конвейера, которое создает постоянное предварительное натяжение каждого каната, определяемое допустимым максимальным провесом в первом от натяжной станции пролете между опорными вышками;

- на трассе конвейера могут быть вогнутые (рис. 3, б, в), выпуклые (рис. 3, г) а также ровные участки;

- на вогнутых участках трассы конвейера (рис. 3, д) необходимо обеспечивать надежное прилегание канатов к опорным башмакам на опорных вышках; для чего, вершины вышек расставляют вдоль условной кривой, которая называется «перенапряженной» линией провеса и описывается той же формулой, что и провес каната в пролетах между вышками;

- на выпуклых участках трассы конвейера (рис. 3, е) основным требованием является не превышение допустимого угла перегиба δ между хордами пролетов соседних вышек.

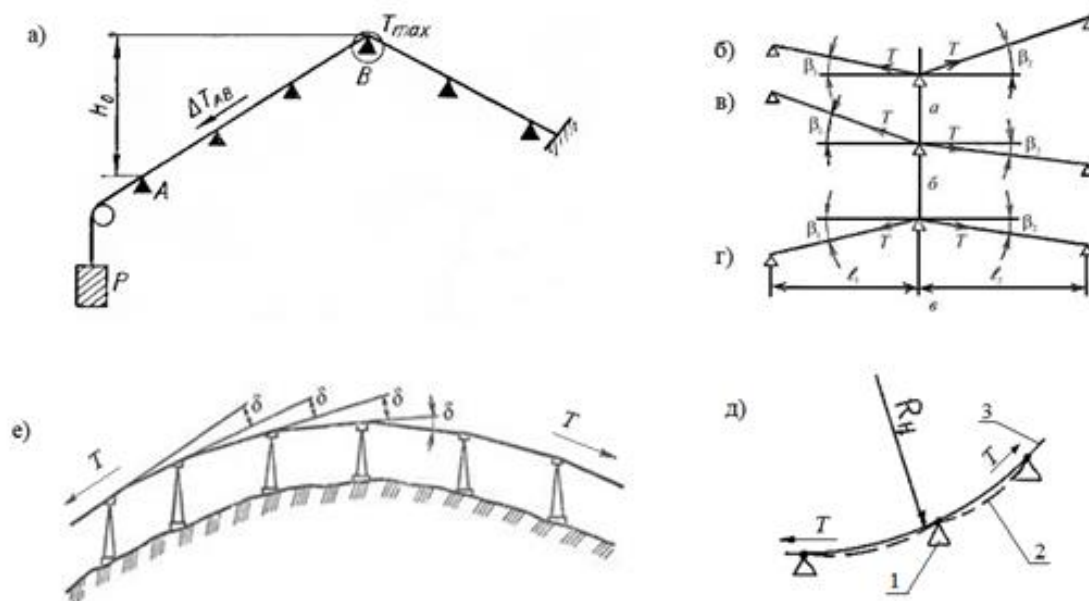


Рисунок 3 - Общие принципы проектирования подвесных канатных систем:
 1 – опорная вышка; 2 – кривая провеса каната между опорными вышками;
 3 – условная кривая трассы – «перенапряженная» линия провеса

Необходимо иметь в виду одну величину, которая может ограничивать возможности выбора рациональных параметров подвесной системы, и определяется из отношения $\lambda_p = T_p / q_k$ – характеризующего постоянство разрывной длины для одного типа канатов, т. е. длина вертикально подвешенного каната, при которой он разрывается под действием собственного веса, где T_p – расчётное допустимое натяжение данного каната, а q_k – его погонный вес.

В таблице 1 представлены рассчитанные нами значения λ_p (км) для конкретного типа канатов.

Определяем максимальное натяжение каната на трассе по формуле:

$$T_{max} = P + q_k h_{max}, \quad (1)$$

где h_{max} – разность высот между точкой установки груза натяжного устройства и самой высокой точки трассы подвесной системы конвейера RopeCon®, которая обычно не превышает 700м.

Таблица 1 – Характеристики закрытого каната с двумя слоями клиновидной и одним слоем Z -образной проволоки по ГОСТ 7676

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Расчетная масса 100м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие, кН, не менее, для маркировочной группы, $H/_{мм^2}$	λ_p , км
			1270	
50,0	1713,8	1469,51	2180	14,8
52,0	1846,2	1582,83	2350	14,9
54,0	1988,1	1704,37	2525	14,9
55,0	2016,3	1728,06	2565	14,8
60,0	2408,7	2063,60	3065	14,9
65,0	2764,0	2367,31	3515	14,9
70,0	3231,84	2767,12	4115	14,9

При выборе необходимого диаметра каната исходят из того, что $T_p \geq T_{max}$. Из табл. 1 следует, что величина λ_p измеряется в километрах и находится в диапазоне от 11,4 до 15,4 км, что справедливо для наиболее часто применяемых в вантовых системах отечественных и зарубежных канатов. С учётом этого, оценим значения составляющих в равенстве (1), заменив T_{max} на T_p :

$$\begin{aligned} T_p &= P + q_k h_{max}, \\ \lambda_p q_k &= P + q_k h_{max}, \\ P &= q_k (\lambda_p - h_{max}). \end{aligned} \quad (2)$$

Поскольку отношение h_{max}/λ_p не превышает нескольких процентов, то величина натяжение канатов T изменяется вдоль трассы конвейера медленно и незначительно.

При малых допустимых стрелах провеса углы α_A и α_B (рис. 4) малы, и изменяются в диапазоне от $(\beta_0 - \alpha_B)$ до $(\beta_0 + \alpha_A)$. При этом, угол β можно заменить на значение его средней величины, равной β_0 .

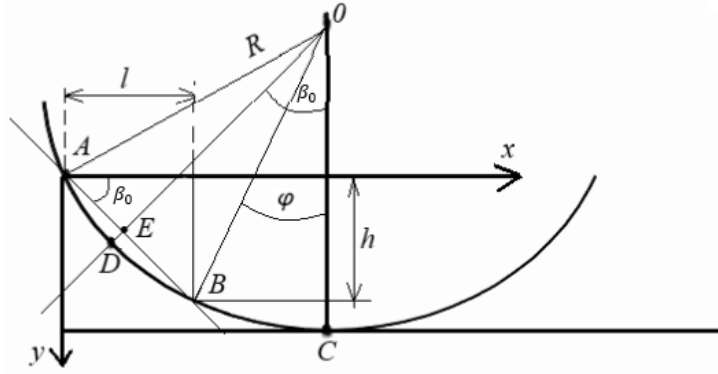


Рисунок 4 - Модель провеса канатов между опорными вышками, как гибкой нити постоянной кривизны.

Заменяя текущее значение T в одном пролете каната между опорными вышками на среднее значение $T_{cp} = \frac{1}{2}(T_A + T_B)$, как это обычно делают при расчётах подвесных канатных дорог, при этом отрезок каната AB , рис. 4, можно приближенно считать дугой окружности радиусом

$$R = \frac{T_{cp}}{q_k \cos \beta_0 + q_N} = const. \quad (3)$$

В соответствии с рис. 4, определим параметры кривой провеса каната, по аналогии с цепной линией и параболой. Максимальная стрела прогиба каната будет равна $f_{max} = DE$:

$$f_{max} = R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} = R - \sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4 \cos^2 \beta_0}} = R - \sqrt{R^2 - \frac{1}{4}(l^2 + h^2)}, \quad (4)$$

где $L = l / \cos \beta_0$ – длина хорды AB .

При небольших стрелах провеса второй член уравнения под корнем квадратным будет мал, в сравнении с первым, с учетом чего получаем:

$$\sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4 \cos^2 \beta_0}} = R \sqrt{1 - \frac{l^2}{4 R^2 \cos^2 \beta_0}} \approx R \left(1 - \frac{l^2}{8 R^2 \cos^2 \beta_0}\right).$$

При этом

$$f_{max} \approx \frac{l^2}{8 R \cos^2 \beta_0}. \quad (5)$$

Определим максимальный провес каната с учётом применения различных подвесных систем, который будет равен расстоянию по вертикали от точки E , рис. 4, до кривой провеса каната. Для этого необходимо записать уравнение дуги окружности AB в системе координат $x - y$, с учётом того, что ни для каких других целей это довольно сложное уравнение не востребовано.

Поскольку центр окружности смещен из центра координат $x - y$ в точку O , рис. 4, то уравнение окружности будет иметь вид:

$$(x - \Delta x)^2 + (y - \Delta y)^2 = R^2, \quad (6)$$

где смещения Δx и Δy определяются ниже следующим образом:

$$\Delta x = OE \sin \beta_0 + \frac{l}{2} = \sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}} \times \sin \beta_0 + \frac{l}{2};$$

$$\Delta y = -\sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}} \times \cos \beta_0 + \frac{l}{2} \operatorname{tg} \beta_0.$$

Подставляя полученные выражения в уравнение (6) запишем:

$$y = \left(-\sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}} \times \cos \beta_0 + \frac{l}{2} \operatorname{tg} \beta_0 \right) \pm \left[R^2 - \left(x - \sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}} \times \sin \beta_0 + \frac{l}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (7)$$

При выбранной системе координат $x \geq 0$, $R \geq y \geq 0$, в формуле (7) выбираем знак «+», и определяем вертикальную стрелу провеса каната при $x = l/2$, с учётом того, что:

$$\begin{aligned} f_{bmax} &= y\left(\frac{l}{2}\right) - \frac{l}{2} \operatorname{tg} \beta_0 = \\ &= -\sqrt{\left(R^2 - \frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}\right) \cos^2\beta_0} + \sqrt{R^2 - \sin^2\beta_0 \left(R^2 - \frac{l^2}{4\cos^2\beta_0}\right)} \approx \\ &\approx \frac{l^2}{8R\cos^3\beta_0} = \frac{f_{max}}{\cos \beta_0}, \end{aligned} \quad (8)$$

При этом мы использовали приближенные значения корней квадратных при малых стрелах провеса канатов.

Для определения нагрузок на канаты вантовой системы необходимо определить вес опорной рамы, который является строго вертикальной нагрузкой и её погонная величина, как будет показано ниже, не зависит от шага их подвески.

Необходимое поперечное сечение стержня, из которого изготовлена рама определяется нагрузкой, действующей на него:

$$F_c \times [\sigma] / n_3 = q_{NH} l_{op}, \quad (9)$$

где F_c – площадь поперечного сечения стержня (обычно в форме уголка); $[\sigma]$ – предел прочности материала стержня; n_3 – нормативный коэффициент запаса прочности; q_{NH} – нормальная нагрузка на 1 несущий канат, передаваемая через опорные рамы со стороны направляющих канатов; l_{op} – шаг подвески опорных рам.

При определении веса опорной рамы будем исходить из практики проектирования, когда суммарная длина вертикальных и горизонтальных стержней в ней равна примерно $10B_{л}$, где $B_{л}$ – ширина ленты конвейера. Вес одной рамы, приходящийся на 1 несущий канат, будет равен:

$$G_{op} = 5B_{л} \times F_c \times \rho_m \times g, \quad (10)$$

или с учетом (9):

$$G_{op} = 5B_{л} \frac{q_{NH} \times n_3}{[\sigma]} \times \rho_m \times g \times l_{op}, \quad (11)$$

где ρ_m – плотность материала рамы; g – ускорение свободного падения.

Погонная нагрузка на 1 канат от веса опорных рам:

$$q_{op} \approx \frac{G_{op}}{l_{op}} = 5B_{л} \frac{q_{NH} \times n_3}{[\sigma]} \times \rho_m \times g. \quad (12)$$

На направляющие канаты, по которым движутся ходовые ролики, действует нагрузка от грузовой и порожняковой ветвей конвейера, причем действуют только нормальные их составляющие, поскольку касательные составляющие воспринимается лентой и приводом конвейера. Поэтому, если погонный вес ленты равен $q_{л}$, погонный вес груза на ленте - $q_{г}$, погонный вес опорных роликов с осями и креплениями - $q_p = \frac{G_p}{l_p}$, где G_p – вес одной колесной пары, l_p – шаг установки ходовых роликов, погонный вес каната - $q_{к}$, то на один направляющий канат порожняковой ветви конвейера действует нормальная нагрузка равная:

$$\left[q_{кп} + \frac{1}{2}(q_{л} + q_p) \right] \times (1 - k_{оп}) \times \cos \beta, \quad (13)$$

- на один направляющий канат грузовой ветви конвейера:

$$\left[q_{кг} + \frac{1}{2}(q_{г} + q_{л} + q_p) \right] \times (1 - k_{ог}) \times \cos \beta, \quad (14)$$

где $k_{оп}$ и $k_{ог}$ – коэффициенты, учитывающие долю нагрузки, передаваемую через опорные рамы на несущий канат.

На несущий канат действует нагрузка от веса каната $q_{кн}$ с учетом добавки от веса опорных рам, пропорциональной составляющим нагрузкам, определяемым из формул (13) и (14) с учетом величин коэффициентов $k_{оп}$ и $k_{ог}$. При этом, коэффициент пропорциональности задается формулой (15) и равен $5B_{л} \frac{n_3}{[6]} \times \rho_m \times g$. При $B_{л} = 0,8$, $n_3 = 1,5$, $[6] = 1,27 \cdot 10^9 \text{ Па}$, $\rho = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, $g = 9,81 \text{ М/с}^2$ – этот коэффициент имеет величину 0,00036, которая ничтожно мала. Поэтому в дальнейшем нецелесообразно учитывать в расчетах вес опорных рам. Таким образом, на несущий канат действует нормальная нагрузка, равная:

$$\left\{ q_{кн} + \left[q_{кп} + \frac{1}{2}(q_{л} + q_p) \right] k_{оп} + \left[q_{кг} + \frac{1}{2}(q_{г} + q_{л} + q_p) \right] k_{ог} \right\} \times \cos \beta. \quad (15)$$

Подставим выражение для радиуса кривизны (3) в формулу для определения стрелы провеса (8), получаем:

$$f_{вmax} = \frac{l^2 q_k}{8T \cos^2 \beta_0}. \quad (16)$$

Задаём новую величину ν , равную отношению максимального провеса $f_{вmax}$ к длине хорды пролета L . С учётом того, что согласно уравнению (2):

$T_{min} = P = q_k(\lambda_p - h_{max})$, и с учетом того, что длина хорды в пролете между опорными вышками будет равна: $L = l / \cos \beta_0$. Тогда из уравнения (16) получим:

$$v = \frac{f_{bmax}}{L} = \frac{L}{8(\lambda_p - h_{max})}, \quad (17)$$

при этом величина v будет пропорциональна длине хорды пролета для каната любого типоразмера. Это учитывают при проектировании подвесных канатных дорог, задавая значения, рис. 3, е, причём, чем больше величина углов δ , тем больше пролет.

Оценим эту величину, приняв - $\lambda_p = 12000$ м, максимальную высоту подъема трассы конвейера $h_{max} = 600$ м, длину хорды пролета $L = 1500$ м. Получим $v = 0,016$ (т. е. $1/61$) – совершенно ничтожный провес каната. Очевидно, если величина v не позволяет обеспечить рациональные значения других параметров вантовой системы, её можно принимать и больше «нормативной», задаваемой по формуле (17). При этом прочность (разрывное усилие) каната может использоваться не полностью, однако тогда возникают два регулируемых параметра вантовой системы - T и q_k .

Условие надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам сформулируем по аналогии с условием прилегания канатов к башмакам опорных вышек на вогнутом участке трассы. При этом, необходимо ввести коэффициент надежности прилегания каната к опорному башмаку n_H , который обычно принимают равным $1,2 \div 1,5$:

$$n_H = \frac{N}{V}, \quad (18)$$

где N – удерживающая нагрузка (вес каната и другая); V – поднимающая нагрузка от усилия натяжения канатов (при этом натяжение канатов прикладывается вдоль хорд соседних пролетов).

По аналогии применительно к вантовой системе ПКК можно сформулировать условие прилегания канатов к кронштейнам опорных рам на основе рис. 5.

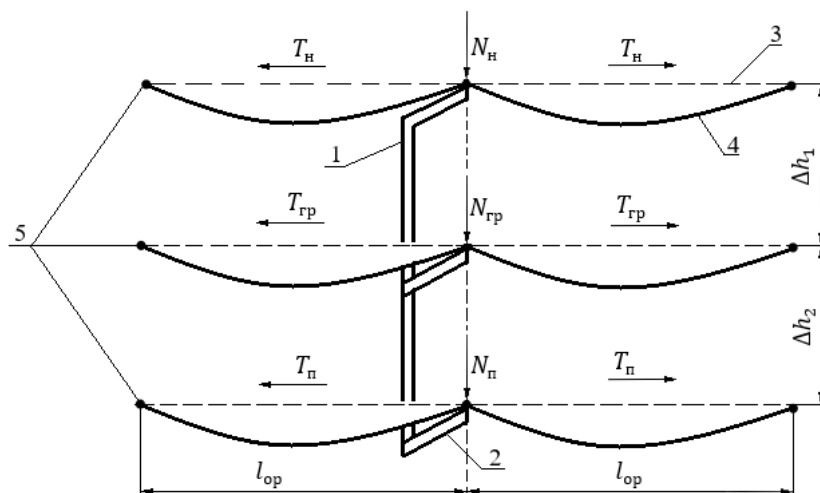


Рисунок 5 - Определение надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам: 1 – опорная рама; 2 – кронштейн рамы; 3 – хорда кривой провеса каната; 4 – провес каната; 5 – точки контакта каната с соседней опорной рамой

Очевидно, в нашем случае в формуле (18) величины N_i равны нагрузкам, полученным по формулам (13) или (14) при $k_{ог} = 0$ и $k_{оп} = 0$, умноженным на длину пролета между опорными рамами $l_{ор}$. Величины V_i в формуле (18) при малом соотношении $l_{ор}/R$ равны: $V_i = k_i \times T_i \times l_{ор}$. Отсюда получаем, что:

$$(1 - k_{оп}) = \frac{1}{n_H}, \quad (1 - k_{ог}) = \frac{1}{n_H}. \quad (19)$$

Тогда при рекомендуемом значении $n_H \geq 1,2$, $k_{оп} = k_{ог} = k_0 \approx 0,167$.

При ориентировочных проектных расчетах рекомендуется принимать $n_H = 1,3 \div 1,5$, что соответствует значениям $k_0 = 0,23 \div 0,33$.

Таким образом, нами определены эквивалентные по уровню надежности прилегания канатов к кронштейнам опорных рам рекомендуемые значения коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты, обеспечивающие условия надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам, зависящие от веса грузовой и порожней ветвей конвейера, перепада высот трассы конвейера и радиуса кривизны провеса каната в пролетах между опорными вышками, что подтверждает первое выносимое научное положение, выносимое на защиту.

В третьей главе были обоснованы и оптимизированы эксплуатационные параметры вантовой системы подвешного канатного конвейера. Под основными эксплуатационными параметрами подразумеваются погонный вес несущих и направляющих канатов вантовой системы (а следовательно, и их диаметры) и необходимые натяжения всех канатов, а также расстояние между опорными рамами, играющими роль вантов в рассматриваемой системе.

Было установлено, что натяжение в канатах вантовой системы в значительной степени зависит от их погонного веса, и в то же время, максимально возможное натяжение канатов прямо пропорционально их погонному весу.

$$\left. \begin{aligned} KT_H &= \left\{ q_{KH} + \left[q_{KP} + \frac{1}{2}(q_L + q_P) \right] k_0 + \left[q_{KG} + \frac{1}{2}(q_G + q_L + q_P) \right] k_0 \right\} \\ &\quad \times \cos \beta_0, \\ KT_{Гр} &= \left[q_{KG} + \frac{1}{2}(q_G + q_L + q_P) \right] \times (1 - k_0) \times \cos \beta_0, \\ KT_{П} &= \left[q_{KP} + \frac{1}{2}(q_L + q_P) \right] \times (1 - k_0) \times \cos \beta_0 \end{aligned} \right\}, \quad (20)$$

$$\left. \begin{aligned} T_H &= q_{KH}(\lambda_p \times C_H - h_{max}), \\ T_{Гр} &= q_{KG}(\lambda_p \times C_{Гр} - h_{max}), \\ T_{П} &= q_{KP}(\lambda_p \times C_{П} - h_{max}). \end{aligned} \right\}, \quad (21)$$

где K – кривизна канатов, м; T_H , $T_{Гр}$, и $T_{П}$ – натяжения, соответственно, несущего каната и направляющих канатов грузовой и порожней ветвей конвейера, Н; q_{KH} , q_{KG} и q_{KP} – погонные веса, соответственно, несущего каната и направляющих

канатов грузовой и порожней ветвей, Н/м; λ_p – разрывная длина канатов, м; q_Γ – погонный вес груза, Н/м; q_λ – погонный вес ленты, Н/м; q_p – погонный вес ходовых роликов, Н/м; C_n , $C_{гр}$ и C_Π – коэффициенты использования разрывной прочности канатов; h_{max} – максимальная высота подъема трассы конвейера, м; k_0 – коэффициент отражающий долю нагрузок, передаваемую через опорные рамы на несущие канаты, β_0 – угол наклона трассы конвейера, град.

При анализе уравнений (20, 21) получаем логически замкнутый круг рассуждений, на основании которого можно констатировать ограничение конструктивных и эксплуатационных параметров рассматриваемой вантовой системы става конвейера. Для решения этой проблемы предполагается возможность регулирования связей между параметрами «натяжение – погонный вес – натяжение канатов» с помощью подстановки в уравнение (21) коэффициентов использования разрывной прочности канатов C_n , $C_{гр}$ и C_Π , поскольку их допустимое разрывное усилие может быть использовано не полностью при эксплуатации конвейера. Кроме того, соотношение натяжений T_i и погонного веса канатов q_i также определяются с учётом коэффициентов надежности прилегания канатов к башмакам опорных вышек K_1 и K_2 , соответственно на порожняковой и грузовой ветвях конвейера. Более того, все перечисленные пять коэффициентов требуют обоснования.

В качестве первого критерия для выбора упомянутых коэффициентов принимаем минимальный погонный вес всех канатов, т.к. стоимость 1 т. каната одной марки примерно одинакова для всех имеющихся диаметров (большинство фирм продают канаты на вес). Во – вторых предполагаем, что все канаты относятся к одной марки (хотя и имеют различные диаметры), т. е. имеют одинаковую разрывную длину λ_p .

Решение системы шести уравнений (20) и (21) дает необходимое распределение натяжений канатов и их погонные массы при заданной нагрузке от веса ветвей конвейера и перепаде его высот, а также от радиуса кривизны провеса каната в пролетах между опорными вышками. При этом, в конечном итоге, задача сводится к определению оптимальных значений соотношения коэффициентов использования разрывной прочности канатов C_n , $C_{гр}$ и C_Π и коэффициентов $k_{ог} = k_{оп} = k_0 \approx 0,167$, отражающих долю нагрузок, передаваемую через опорные рамы на несущие канаты соответственно для грузовой и порожняковой ветвей конвейера.

Обозначим $k_1 = k_{оп} = 1 - \frac{1}{K_1}$, $k_2 = k_{ог} = 1 - \frac{1}{K_2}$. Подставим уравнения из системы (21) в соответствующие уравнения системы (20) и получим:

$$\left. \begin{aligned} Kq_{KH}(\lambda_p \times C_n - h_{max}) &= q_{KH} \times \cos \beta_0 + Kq_{K\Pi}(\lambda_p \times C_\Pi - h_{max})K_1k_1 \\ &\quad + Kq_{KG}(\lambda_p \times C_{гр} - h_{max})K_2k_2, \\ Kq_{KG}(\lambda_p \times C_{гр} - h_{max})K_2 &= \left[q_{KG} + \frac{1}{2}(q_\Gamma + q_\lambda + q_p) \right] \times \cos \beta_0, \\ Kq_{K\Pi}(\lambda_p \times C_\Pi - h_{max})K_1 &= \left[q_{K\Pi} + \frac{1}{2}(q_\lambda + q_p) \right] \times \cos \beta_0. \end{aligned} \right\}. \quad (22)$$

Поскольку ранее, в уравнении (21) были приведены значения минимальных натяжений канатов T_i , которые, при дальнейшем анализе различных режимов эксплуатации вантовой системы мы будем считать фиксированными, и обозначим их, как постоянные веса грузов натяжных устройств соответствующих ветвей канатного става конвейера:

$$\left. \begin{aligned} T_H &= q_{KH}(\lambda_p \times C_H - h_{max}) = P_0 = const, \\ T_{гр} &= q_{КГ}(\lambda_p \times C_{гр} - h_{max}) = P_2 = const, \\ T_{п} &= q_{КП}(\lambda_p \times C_{п} - h_{max}) = P_1 = const. \end{aligned} \right\}, \quad (23)$$

где P_0 - вес груза натяжного устройства направляющих канатов, Н; P_1 - вес груза натяжного устройства канатов порожней ветви, Н; P_2 - вес груза натяжного устройства канатов порожней ветви, Н.

Для удобства вычислений примем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} (\lambda_p \times C_H - h_{max}) &= \lambda_0, \\ (\lambda_p \times C_{гр} - h_{max}) &= \lambda_2, \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

$$\left. \begin{aligned} (\lambda_p \times C_{п} - h_{max}) &= \lambda_1, \\ \left[\frac{1}{2}(q_{л} + q_p) \right] &= A, \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

$$\left[\frac{1}{2}(q_{г} + q_{л} + q_p) \right] = B. \quad (26)$$

С учётом новых обозначений, принятых в уравнениях (24, 25, и 26), запишем уравнения (23) в виде:

$$\left. \begin{aligned} Kq_{KH}\lambda_0 &= q_{KH} \times \cos \beta_0 + Kq_{КП}\lambda_1 K_1 k_1 + Kq_{КГ}\lambda_2 K_2 k_2 \\ Kq_{КГ}\lambda_2 K_2 &= [(q_{КГ} + B)] \times \cos \beta_0, \\ Kq_{КП}\lambda_1 K_1 &= [(q_{КП} + A)] \times \cos \beta_0 \end{aligned} \right\}. \quad (27)$$

После приведения подобных членов в уравнениях (27) получим:

$$\left. \begin{aligned} q_{KH}(K\lambda_0 - \cos \beta_0) &= Kq_{КП}\lambda_1 (K_1 - 1) + Kq_{КГ}\lambda_2 (K_2 - 1) \\ q_{КГ}(K\lambda_2 K_2 - \cos \beta_0) &= B \cos \beta_0, \\ q_{КП}(K\lambda_1 K_1 - \cos \beta_0) &= A \cos \beta_0 \end{aligned} \right\}. \quad (28)$$

Выполняя подстановку уравнений (21 и 22) в уравнение (20) мы получаем три независимых уравнения для веса несущих канатов q_{KH} грузовой и порожняковой ветвей конвейера:

$$\begin{aligned} q_{KH} &= \frac{1}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} \left[\frac{K\lambda_1}{(K\lambda_1 K_1 - \cos \beta_0)} A \cos \beta_0 (K_1 - 1) \right] + \\ &+ \frac{1}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} \left[\frac{K\lambda_2}{(K\lambda_2 K_2 - \cos \beta_0)} B \cos \beta_0 (K_2 - 1) \right]; \\ q_{КГ} &= \frac{1}{(K\lambda_2 K_2 - \cos \beta_0)} B \cos \beta_0; \\ q_{КП} &= \frac{1}{(K\lambda_1 K_1 - \cos \beta_0)} A \cos \beta_0. \end{aligned} \quad (29)$$

С учётом полученных в уравнении (29), значений $q_{КГ}$ и $q_{КП}$, перепишем первое из

системы уравнение (28) в виде:

$$q_{KH} = \frac{K\lambda_1(K_1-1)}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} \left[\frac{1}{(K\lambda_1 K_1 - \cos \beta_0)} A \cos \beta_0 \right] + \frac{K\lambda_2(K_2-1)}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} \left[\frac{1}{(K\lambda_2 K_2 - \cos \beta_0)} B \cos \beta_0 \right].$$

Тогда суммарный погонный вес канатов q_Σ можно записать в виде:

$$q_\Sigma = (q_{KH} + q_{KP} + q_{KF}) = \left[\frac{K\lambda_1(K_1-1)}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} + 1 \right] \left[\frac{1}{(K\lambda_1 K_1 - \cos \beta_0)} A \cos \beta_0 \right] + \left[\frac{K\lambda_2(K_2-1)}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} + 1 \right] \left[\frac{1}{(K\lambda_2 K_2 - \cos \beta_0)} B \cos \beta_0 \right].$$

После упрощения предыдущего равенства получаем:

$$q_\Sigma = \frac{A \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} \times \left[\frac{K(\lambda_0 - \lambda_1)}{(K\lambda_1 K_1 - \cos \beta_0)} + 1 \right] + \frac{B \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} \times \left[\frac{K(\lambda_0 - \lambda_2)}{(K\lambda_2 K_2 - \cos \beta_0)} + 1 \right]. \quad (30)$$

В уравнение (8) введём следующие обозначения: $K\lambda_1 = x$, $K\lambda_2 = y$, $K\lambda_0 = z$, и вычислим частные производные от q_Σ по x , y , z :

$$\frac{dq_\Sigma}{dx} = \frac{A \cos \beta_0}{(z - \cos \beta_0)} \times \frac{-zK_1 + \cos \beta_0}{(xK_1 - \cos \beta_0)^2};$$

$$\frac{dq_\Sigma}{dy} = \frac{B \cos \beta_0}{(z - \cos \beta_0)} \times \frac{-zK_2 + \cos \beta_0}{(yK_2 - \cos \beta_0)^2};$$

$$\frac{dq_\Sigma}{dz} = \left[\frac{1}{(xK_1 - \cos \beta_0)} A \cos \beta_0 \right] \times \frac{-x(K_1-1)}{(z - \cos \beta_0)^2} + \left[\frac{1}{(yK_2 - \cos \beta_0)} B \cos \beta_0 \right] \times \frac{-y(K_2-1)}{(z - \cos \beta_0)^2}.$$

Мы получили три производные, которые при всех значениях параметров x , y , z отрицательные и не могут быть равны нулю, поэтому необходимые условия экстремума не соблюдаются при допустимых значениях переменных, а наименьшее значение суммарного погонного веса канатов конвейера $q_{\Sigma min}$ (Н/м) будет иметь место на границе области допустимых значений:

$$\lambda_0 = (\lambda_p - h_{max}),$$

$$\lambda_2 = (\lambda_p - h_{max}),$$

$$\lambda_1 = (\lambda_p - h_{max}).$$

При этом минимальное значение суммарного погонного веса канатов не зависит от коэффициентов $k_{ог}$ и $k_{оп}$, учитывающих распределение нагрузок, действующих на направляющие канаты грузовой и порожней ветви конвейера через опорные рамы вантовой системы конвейера, и будет равно:

$$q_{\Sigma min} = \frac{A \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} + \frac{B \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)}. \quad (31)$$

С учётом формулы (31) суммарное натяжение канатов вантовой системы одной стороны конвейера будет равно:

$$T_\Sigma = \lambda_0 \frac{(A + B) \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)}. \quad (32)$$

Эти значения будем считать зафиксированными при кривизне провеса каната $K = l/R$ (которую будем задавать в дальнейшем при полностью загруженной ленте конвейере).

Таким образом, суммарный вес канатов вантовой системы конвейера (а значит и их стоимость) прямо пропорционален суммарному весу обеих его ветвей,

который зависит только от угла наклона трассы конвейера β_0 и величины кривизны провеса канатов K в пролёте между опорными вышками.

Следует отметить, что величины коэффициентов K , K_1 и K_2 должны быть проверены по условиям надежного прилегания несущих канатов к кронштейнам опорных рам. Проверка величин вышеупомянутых коэффициентов должна быть выполнена для двух случаев работы конвейера: наличия груза на ленте конвейера и при его отсутствии. Именно они определяют распределение полученных ранее значений суммарного веса q_Σ и натяжений между несущими и направляющими канатами вантовой системы.

На основании анализа уравнений (28), предполагаем, что $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_0$, и, что радиус кривизны провеса канатов K_i в пролёте между опорными вышками, в десятки раз меньше их разрывной длины λ_p : $K\lambda_i K_i \gg \cos \beta_0$, при $i = 0; 1; 2$.

С учётом этого, с большой степенью точности можно считать, что:

$$\begin{aligned} q_{KH} &= \frac{1}{K\lambda_0} \left[\frac{1}{K_1} A \cos \beta_0 (K_1 - 1) \right] + \frac{1}{K\lambda_0} \left[\frac{1}{K_2} B \cos \beta_0 (K_2 - 1) \right]; \\ q_{KG} &= \frac{1}{K\lambda_0 K_2} B \cos \beta_0; \\ q_{KP} &= \frac{1}{K\lambda_0 K_1} A \cos \beta_0. \end{aligned} \quad (33)$$

В соответствии с уравнением (23), веса грузов натяжных устройств канатов грузовой и порожняковой ветви конвейера должны быть равны, и располагаться в самой нижней точке трассы конвейера:

$$\begin{aligned} P_0 &= \frac{1}{K} \left[\frac{1}{K_1} A \cos \beta_0 (K_1 - 1) \right] + \frac{1}{K} \left[\frac{1}{K_2} B \cos \beta_0 (K_2 - 1) \right]; \\ P_1 &= \frac{1}{KK_1} A \cos \beta_0; \\ P_2 &= \frac{1}{KK_2} B \cos \beta_0. \end{aligned} \quad (34)$$

Заметим, что такое приближение возможно лишь при не нулевой нагрузке на вантовую систему става конвейера. При этом меньший из коэффициентов K_1 и K_2 должен быть равен или больше нормативного значения коэффициента надежности прилегания канатов к опорным рамам вантовой системы n_H .

Для случая, когда конвейерная лента грузовой ветви порожняя ($B=A$), при том же весе грузов натяжных устройств, коэффициенты надежности прилегания канатов станут другими, как и кривизна K - пролёта става между опорами. Обозначим все эти величины, в режиме отсутствия груза на ленте теми же буквами, как это было написано ранее, но со штрихом: K'_1 , K'_2 , K' . Тогда, для режима отсутствия груза на ленте конвейера из (12) получаем для двух последних уравнений:

$$P_2 = \frac{1}{K'K'_2} A \cos \beta_0 = \frac{1}{KK_2} B \cos \beta_0 = const, \quad (35)$$

$$P_1 = \frac{1}{K'K'_1} A \cos \beta_0 = \frac{1}{KK_1} A \cos \beta_0 = const. \quad (36)$$

Поделив левые и правые части этих уравнений друг на друга и сократив одинаковые величины, получаем:

$$\frac{K'_1}{K'_2} = \frac{K_1}{K_2} \frac{B}{A}. \quad (37)$$

В качестве третьего уравнения для простоты выражений возьмем уравнение (31) при $K\lambda_0 \gg \cos \beta_0$:

$$q_\Sigma = \frac{(A+B)}{K} = \frac{2A}{K'} = const. \quad (38)$$

Из уравнения (38) видно, насколько уменьшается кривизна линии провеса вантовой системы при отсутствии груза на конвейере, в сравнении со случаем загруженного конвейера - уравнение (30). При этом коэффициент надежности прилегания канатов к башмакам опорных вышек грузовой ветви K_2 уменьшится, а коэффициент надежности прилегания канатов порожняковой ветви K_1 увеличится, что следует из выражения (37). Следовательно, при расчете параметров вантовой системы нужно принимать величины коэффициентов надежности прилегания канатов к башмакам опорных вышек K_1 и K_2 различными – при разных нагрузках конвейера, чтобы наименьший из них был больше нормативного значения n_H . Это означает, что при загруженной конвейерной ленте $K_1 = n_H$, а при не загруженной - $K'_2 = n_H$.

Выражая из равенства в уравнении (41) кривизну K и подставляя полученное выражение в уравнение (39) получим:

$$K'_1 = K_1 \frac{(A+B)}{2A}, \quad (39)$$

при этом: $K'_2 = K_1 = n_H$.

Отсюда следует, что при расчетах величин натяжения T_i и погонного веса канатов q_i нужно принимать величину $K_1 = n_H$, а величину K_2 определять из уравнения (35):

$$K_2 = n_H \frac{2B}{(A+B)}. \quad (40)$$

Отметим, что полученные выражения зависят только от соотношения B/A (см. уравнения (25) и (26)). Например, при нормативном значении коэффициента надежности прилегания канатов $n_H = 1,4$ и при соотношении погонного веса загруженного и не загруженного конвейера $B/A = 1,7$, при расчетах натяжения и погонного веса канатов нужно принимать величину $K_1 = 1,4$, а величину $K_2 = 1,4 \times 1,26 = 1,77$. При этом на незагруженном конвейере K_2 уменьшится до 1,4, а K_1 увеличится до $1,4 \times 1,35 = 1,89$. В обоих режимах работы конвейера будет соблюдено условие надежного прилегания канатов к кронштейнам опорных рам. Таким образом, с учетом уравнений (29), (31) и (38), необходимые веса всех канатов можно определять по формулам для случая загруженной верхней ветви конвейера:

$$q_\Sigma = \frac{(A+B) \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)},$$

$$q_{KH} = q_\Sigma - q_{KG} - q_{KP},$$

$$q_{\text{КГ}} = \frac{1}{(K\lambda_0 K_2 - \cos \beta_0)} B \cos \beta_0, \quad (41)$$

$$q_{\text{КП}} = \frac{1}{(K\lambda_0 K_1 - \cos \beta_0)} A \cos \beta_0.$$

где $K_1 = n_H$, $K_2 = n_H \frac{2B}{(A+B)}$.

Натяжения канатов T_H , $T_{\text{гр}}$ и $T_{\text{п}}$ получаются из уравнений (41) умножением на величину соответствующих весов λ_0 канатов.

На рис. 6-7, приведены графики зависимости веса канатов от веса верхней ветви конвейера A и от длины пролета между опорными вышками L , которая варьируется от 300 м до 700 м, при соотношении $B/A=1.7$, при $\lambda_0 = 10\,000$ м, $\cos \beta_0 = 1$ (горизонтальный участок); $K_1=1.4$; $K_2=1.76$. При этом учтено, что по данным различных источников погонный вес порожней ветви конвейера составляет 400-700 Н/м. Согласно рекомендациям, радиус кривизны кривой провеса канатов принят $R = 1/K = 1.5L$, где L – длина пролета между опорными вышками. При этом для расчета использовались уравнения вида:

$$q_{\text{КГ}} = \frac{1.7}{\left(\frac{\lambda}{1.5L} K_2 - \cos \beta_0\right)} A \cos \beta_0,$$

$$q_{\text{КП}} = \frac{1}{\left(\frac{\lambda}{1.5L} K_1 - \cos \beta_0\right)} A \cos \beta_0,$$

$$q_{\text{КН}} = \frac{2.7 A \cos \beta_0}{\left(\frac{\lambda}{1.5L} - \cos \beta_0\right)} - q_{\text{КП}} - q_{\text{КГ}}.$$

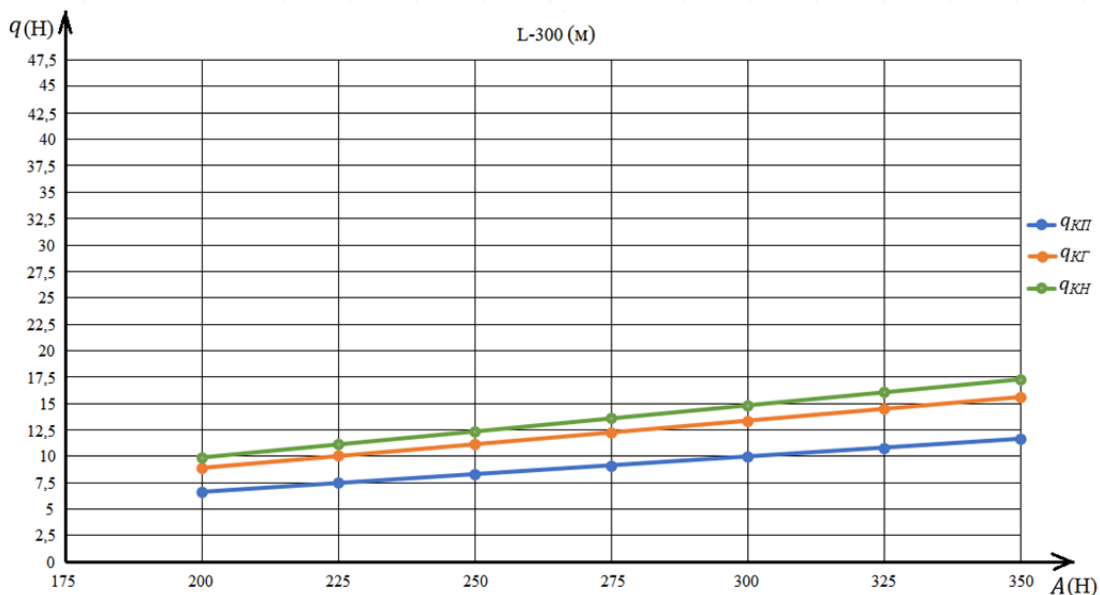


Рисунок 6 - Зависимости погонного веса отдельных канатов q (Н) от погонного веса порожней ветви конвейера A (Н), приходящегося на одну сторону конвейера, при различной длине пролетов между опорными вышками $L=300$ м

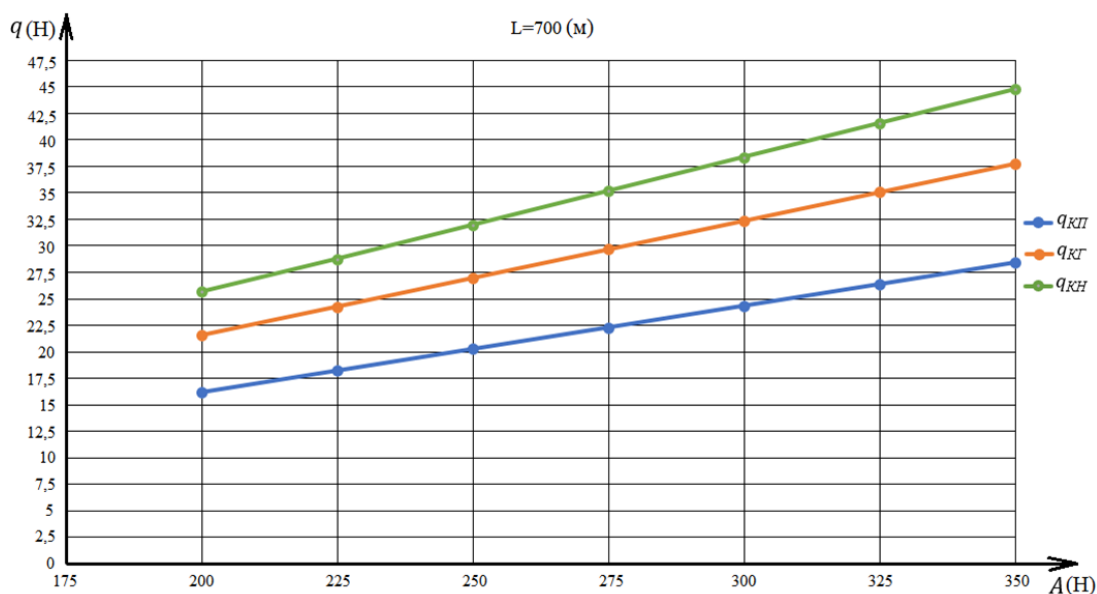


Рисунок 7 - Зависимости погонного веса отдельных канатов q (Н) от погонного веса порожней ветви конвейера A (Н), приходящегося на одну сторону конвейера, при различной длине пролетов между опорными вышками $L=700$ м

Из приведенных ниже графиков видно, что при рекомендованном значении коэффициента надежного прилегания канатов n_H , равном 1,4, распределение погонного веса и натяжения между канатами в процентах от суммарного значения не зависит от длины пролетов между опорными вышками L и составляет $q_{кп} = 26\%$, $q_{кг} = 35\%$, $q_{кн} = 39\%$ при соотношении $B/A=1,7$. Согласно формулам (41), в диапазоне изменения соотношения B/A от 1 до 2 доля значений $q_{кн}$ в суммарном натяжении канатов изменяется в диапазоне от 56% до 34%.

При исследовании вопроса выбора рационального шага опорных рам вантовой системы конвейера, было выявлено, что изменение расстояния между ними не изменяет величины погонной нагрузки от рам на вантовую систему ПКК, поскольку их вес пропорционален этому расстоянию. Кроме того, погонная нагрузка от них пренебрежимо мала, по сравнению с другими нагрузками, действующими на канаты вантовой системы конвейера. Иные критерии определения рационального шага опорных рам из рассмотрения статики вантовой системы также не вытекают, поэтому при формулировке критериев выбора расстояния между опорными рамами l_{op} , рис.8, были рассмотрены явления, которые возникают при движении ленты по канатному ставу подвешенного конвейера. На канаты грузовой и порожняковой ветвей конвейера действуют сосредоточенные силы со стороны ходовых роликов, установленных на ленте конвейера. В результате в точках контакта роликов и каната возникают сосредоточенные силы, и прогибы канатов становятся больше, чем при действии эквивалентной распределенной нагрузки от груза и ленты. Величина прогиба каната под ходовыми роликами зависит от их положения в пролете между опорными рамами. На рис. 8 через l_{op} обозначена длина пролета между опорными рамами, а через l_p – шаг установки ходовых роликов на ленте конвейера. При движении по направляющим канатам става конвейера, нижние точки касания

ходовых катков и каната описывают некие траектории. Огибающая этих точек обозначена на рис. 8 цифрой 2, а кривая провеса канатов под действием эквивалентной распределенной нагрузки обозначена цифрой 1. Получается так, что система движущихся сосредоточенных сил от ходовых роликов создает волну дополнительного прогиба направляющих канатов.

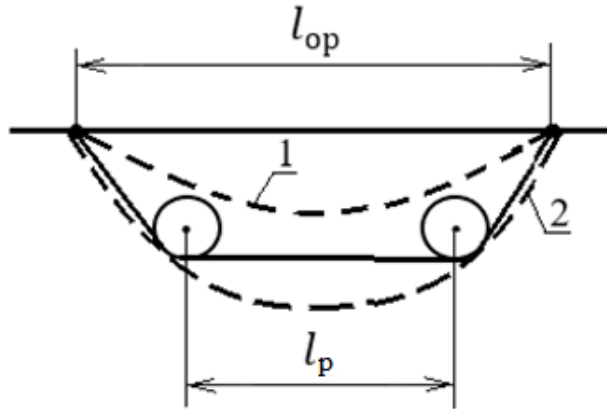


Рисунок 8 - Дополнительный прогиб канатов от неравномерности действующей нагрузки: l_{op} – расстояние между опорными рамами; l_p – шаг установки ходовых роликов; 1 - кривая провеса канатов при действии эквивалентной распределенной нагрузки; 2 – огибающая траектория нижних точек ходовых катков.

В работах по расчету провесов и натяжения канатов подвесной канатной дороги рекомендуется учитывать дополнительный прогиб с помощью коэффициента неравномерности нагрузки τ_m . По этой методике стрела прогиба от собственного веса канатов и стрела прогиба от системы одинаковых сосредоточенных сил величиной Q для каждого пролета между опорными рамами длиной l_{op} должны рассчитываться отдельно, а затем суммироваться:

$$f_{max} = f_{max1} + f_{max2} = \frac{l_{op}^2}{8H \cos \beta} q_k + \frac{Q l_{op}}{4H} \tau_m, \quad (42)$$

где коэффициент τ_m зависит также от шага сосредоточенных сил l_p .

Путем прорисовки кривых провеса и их аналитического описания получены уравнения для коэффициента неравномерности нагрузки в зависимости от соотношения l_p/l_{op} . Вид уравнений зависит от максимального количества сосредоточенных сил, попадающих в один пролет между опорными рамами (табл. 2).

Заметим, что отношение $\frac{Q}{l_p} = q_{\Sigma}$ – есть эквивалентная распределенная нагрузка от сосредоточенных сил, поэтому для корректировки полученных ранее расчетных формул нам необходимо представить формулу (42) с учётом нагрузок A и B , приведённых в формулах (25 и 26), то есть привести уравнение (42) к виду:

$$f_{max} = f_{max1} + f_{max2} = \frac{l^2}{8H \cos \beta} (q_k + q_{\Sigma} \theta_m), \quad (43)$$

где θ_m – коэффициент неравномерности нагрузки, который необходимо подставлять в полученные нами ранее формулы для определения натяжения

канатов и их погонного веса.

Таблица 2 - Коэффициенты τ_m для вычисления максимального провеса от системы сосредоточенных грузов по формуле $f_{max2} = \frac{Q l_{op}}{4H} \tau_m$

$\frac{l_p}{l_{op}} \cos \beta$	Расчетное число грузов в пролете, которому отвечает f_{max2}	Местоположение f_{max2}	Коэффициент τ_m
0,586 и больше	1	$l_{op}/2$	$\tau_m = 1$
0,586 – 0,450	2	$\frac{l_{op}}{2} \pm \frac{l_p}{4} \cos \beta$	$\tau_m = 2 \left(1 - 0,5 \frac{l_p}{l_{op}} \cos \beta \right)^2$
0,450 – 0,268	3	$l_{op}/2$	$\tau_m = \left(3 - 4 \frac{l_p}{l_{op}} \cos \beta \right)$
0,268 – 0,236	4	$\frac{l_{op}}{2} \pm \frac{l_p}{4} \cos \beta$	$\tau_m = \left[4 - \frac{l_p}{l_{op}} \cos \beta \left(8 - \frac{l_p}{l_{op}} \cos \beta \right) \right]$

Приравнивая формулы (42) и (43), получаем: $\theta_m = 2x \cos \beta_0 \tau_m$, где отношение l_p/l_{op} обозначено через x , β_0 – угол наклона конвейера на данном, рассматриваемом участке.

Преобразовывая таблицу 2, с учётом формулы (43) получаем таблицу 3, для определения коэффициента θ_m , в которой учтено, что при количестве сосредоточенных сил более 4, в пролете между рамами l_{op} этот коэффициент практически равен 1.

Таблица 3 - Значения коэффициента неравномерности нагрузки на канаты

Значение $x \cdot \cos \beta_0$	Формула $\theta_m (x, \beta_0) = (x \cdot \cos \beta_0)$
0 – 0,236	$\theta_m = 1,0$
0,236 – 0,268	$\theta_m = 8x \cdot \cos \beta_0 - 16(x \cdot \cos \beta_0)^2 + 2(x \cdot \cos \beta_0)^3$
0,268 – 0,450	$\theta_m = 6x \cdot \cos \beta_0 - 8(x \cdot \cos \beta_0)^2$
0,450 – 0,586	$\theta_m = 4x \cdot \cos \beta_0 - 4(x \cdot \cos \beta_0)^2 + (x \cdot \cos \beta_0)^3$
0,586 – 2,00	$\theta_m = 2x \cdot \cos \beta_0$

На рисунке 9 приведено семейство графиков для кусочно-непрерывной функции двух переменных $\theta_m (x, \beta_0)$ при изменении угла β_0 от 0 до 45° (с шагом 5°). Каждый график состоит из кусков вдоль оси X. Деление графика на куски вдоль оси X зависит от значения $\cos \beta_0$, при котором он построен.

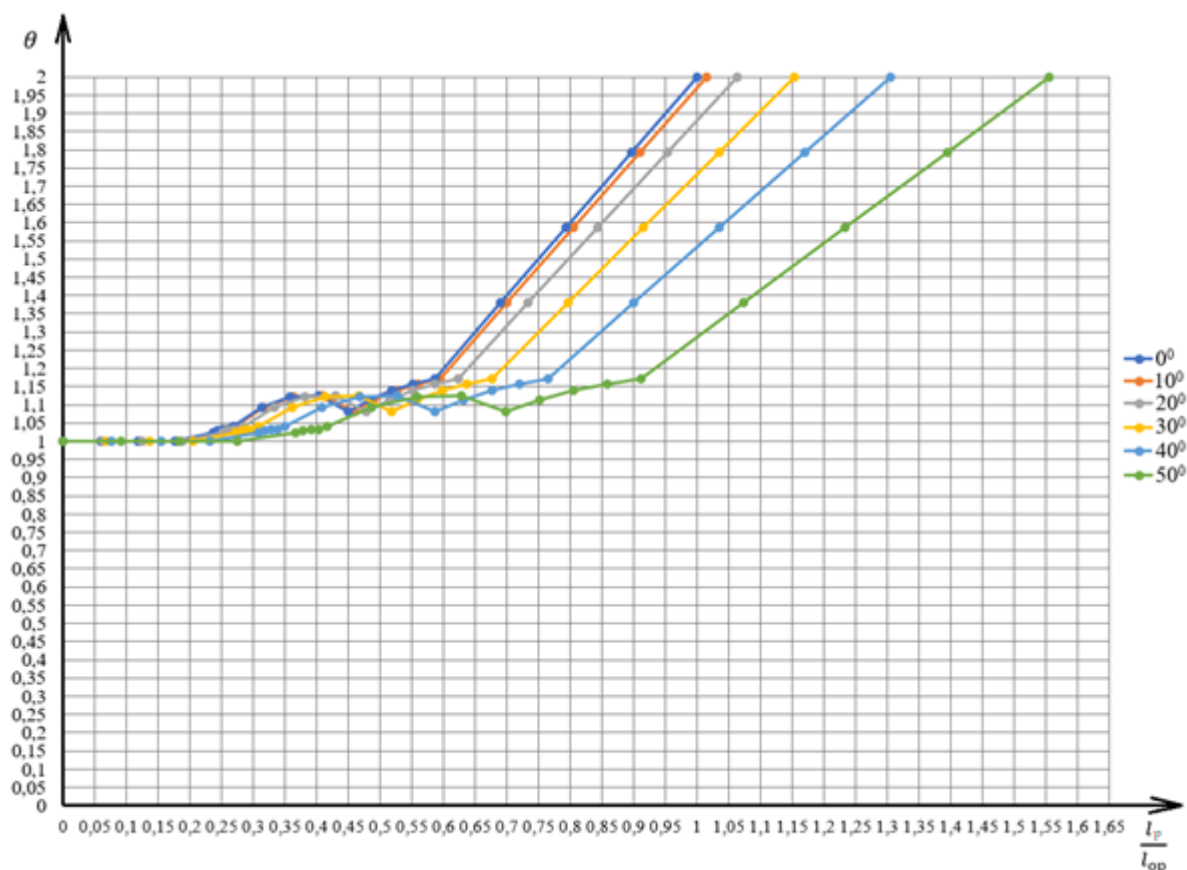


Рисунок 9 - Графики зависимости коэффициента неравномерности нагрузки на канаты θ_m от отношения шага ходовых роликов к шагу рам $\frac{l_p}{l_{op}}$ при различных углах наклона конвейера β_0

В качестве дополнительного критерия выбора расстояния между опорными рамами принято отсутствие явления резонанса при вертикальных колебаниях вантовой системы. В данной системе имеется ряд резонансных соотношений ($\frac{l_p}{l_{op}}$), равных 1, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$ и т.д. Между ними расположены, (определенные в работе Дукельского А. И), антирезонансные точки $x = 0,29; 0,385; 0,435; 0,57; 0,77; 0,87; 1,176$ и т.д. На графиках, приведенных на рис.9, отображены точки, соответствующие этим значениям x , а на рис. 10 построены те же графики, только по точкам, указанным выше. Соответствующие точки соединены прямыми линиями.

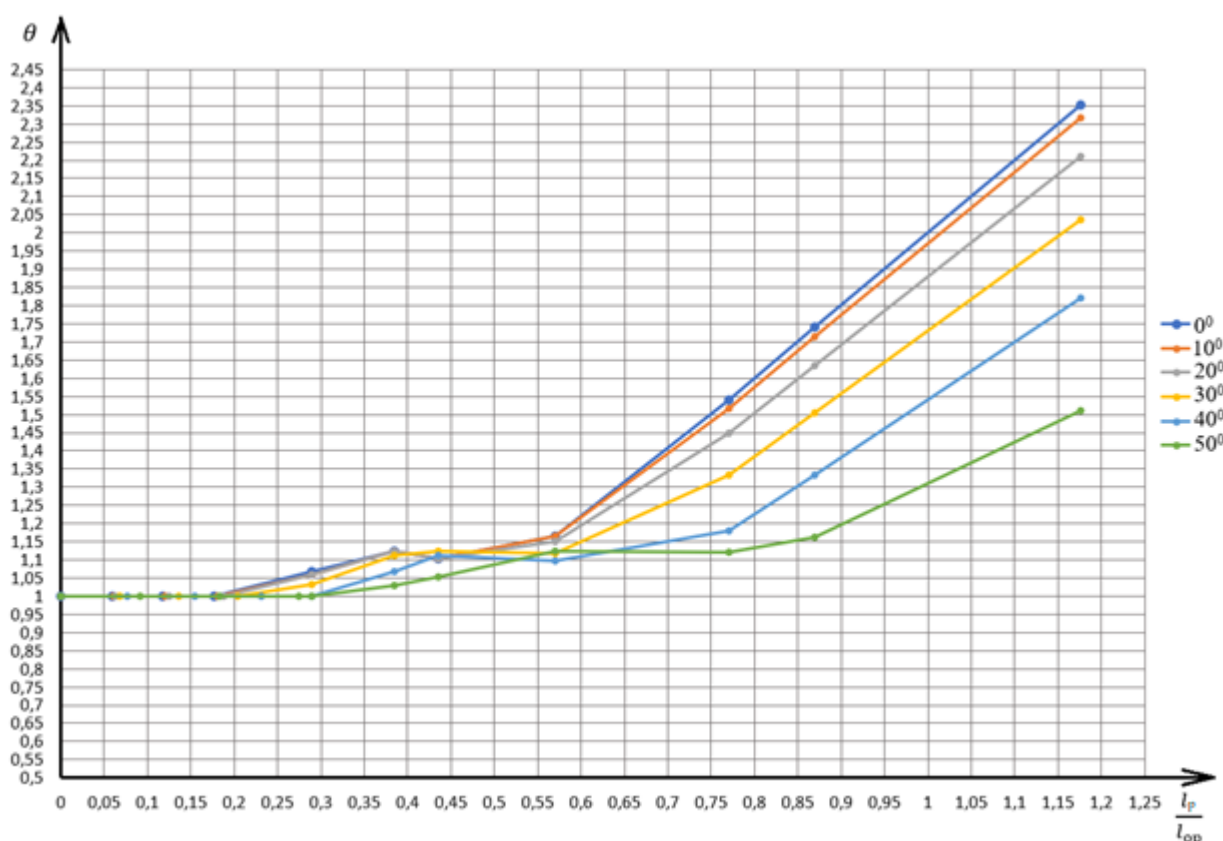


Рисунок 10 - Графики зависимости коэффициента неравномерности нагрузки на канаты θ_m от отношения шага катков к шагу рам $\frac{l_p}{l_{op}}$ при различных углах наклона конвейера β_0 для антирезонансных точек

Из приведенных графиков следует, что наихудшим случаем по динамическим критериям является горизонтальный участок вантовой системы, когда $\beta_0 = 0$. При этом, если $x = 0,29$ и менее, коэффициент неравномерности нагрузок не превосходит величины 1,06, и его можно не учитывать в расчетах. При таких значениях x , очевидно, и резонансные явления будут несущественными. Это также верно и для углов наклона несущих канатов вантовой системы, не превосходящих 40° . Только при углах $\beta_0 = 40^\circ - 50^\circ$ можно принимать $x = 0,385$.

Таким образом обоснован шаг установки ходовых роликов ленты, а также ограничения на стрелу провеса канатов в пролете между опорными вышками с учётом рекомендуемых коэффициентов использования разрывной прочности канатов става и коэффициентов передачи нагрузок от направляющих канатов на несущие, обеспечивающих заданную поперечную жесткость вантовой системы конвейера, что подтверждает третье научное положение, выносимое на защиту.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

В диссертации, являющейся законченной научно-квалификационной работой, в которой на основании выполненных автором исследований содержится решение актуальной научной задачи разработки метода расчета оптимальных параметров става

вантового ленточного конвейера типа RopeCon[®], имеющее важное значение для проектирования нового поколения ленточных конвейеров.

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

1. Установлено, что система подвесного канатного конвейера представляет собой трехпоясную вантовую систему, которая имеет сходные черты с системой канатов подвесных канатных дорог.

2. Разработана модель провеса канатов, описанная на основе уравнений тяжелой гибкой нити постоянной кривизны, обеспечивающая условия равномерного прилегания всех канатов к кронштейнам опорных рам.

3. Установлено, что минимальное значение суммарного натяжения всех канатов вантовой системы T_{Σ} не зависит от коэффициентов распределения нагрузок, передаваемых через опорные рамы и коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам K_1 и K_2 вантовой системы на грузовой и порожняковой ветвях конвейера. При этом оно зависит только от угла наклона трассы конвейера β_0 , величины кривизны провеса канатов K в пролёте между опорными вышками, величины λ_0 , учитывающей разрывную длину каната, и максимальной высоты подъема всей трассы конвейера.

4. Установлено, что минимальный суммарный вес канатов вантовой системы конвейера, $q_{\Sigma min}$ (а значит и их стоимость) прямо пропорционален суммарному весу обеих его ветвей, зависит только от угла наклона трассы конвейера и принятой стрелы провеса канатов в пролёте между опорными вышками.

5. Получены аналитические выражения для определения коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам в зависимости от изменяющихся суммарных погонных нагрузок q_{Σ} , а также для погонных весов всех канатов и их натяжений.

6. Получены значения расчетных коэффициентов K_i , при которых обеспечивается надежное прилегание направляющих канатов грузовой и порожней ветвей конвейера к кронштейнам опорных рам, причем их рекомендуется принимать различными, чтобы при изменяющихся погонных нагрузках на ленту величина наименьшего из них была бы всегда больше установленного нормативного значения;

7. Установлено, что расстояние между опорными рамами вантовой системы конвейера должно определяться из условия минимизации возникающей неравномерности от подвижной нагрузки на канаты, связанной с перемещением на ленте транспортируемого груза, веса ленты и погонного веса роликов. Дополнительным критерием можно считать отсутствие резонанса при вертикальных колебаниях вантовой системы. Установлено, что наименее благоприятным случаем по этим динамическим критериям является горизонтальный участок вантовой системы. При этом если отношение шага ходовых роликов конвейера l_p , к шагу подвески опорных рам l_{op} , равно 0,29 и менее, то коэффициент неравномерности нагрузок не превосходит величины 1,06,

и его можно не учитывать в расчетах. При этом и резонансные явления будут несущественными, что также справедливо и для углов наклона участка вантовой системы, не превосходящих 40^0 . При больших углах наклона трассы конвейера, отношение шага ходовых роликов конвейера к расстоянию между опорными рамами можно принимать 0,385.

8. Разработана «Методика расчета параметров става вантового ленточного конвейера на подвесных канатах», принятая к использованию в ОАО «Объединённые машиностроительные технологии» и в ООО «Центр горного машиностроения» для проектирования ленточных конвейеров вантового типа в условиях их применения в гористой местности.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих статьях:

1. Галкин В. И., Доблер М. О. Анализ конструктивных особенностей става ленточного конвейера типа Ropescon // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 8. – С. 85–94. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_8_0_85.
2. Галкин В. И., Доблер М.О. Обоснование параметров вантовой системы ленточного конвейера на подвесных канатах типа Ropescon. // Горный журнал. – 2022. – № 9. – С. 72-77. DOI: 10.17580/gzh.2022.09.12.
3. Галкин В. И., Доблер М.О., Дьяченко В.П. Обоснование конструктивных параметров линейной вантовой секции подвесного канатного конвейера типа Ropescon // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023.– №11.– С.115–127. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_11_0_115