ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование 2025:
материалы 14-й Международной научной конференции, 18 июня 2025 года
/ Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2025.

УДК 621.867
doi:10.18720/SPBPU/2/id-137

С.В. Никитин

ВЕРИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА С ГУСЕНИЧНЫМ ПРИВОДОМ

Сергей Васильевич Никитин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: sergey_nikj@mail.ru

Аннотация

Конвейеры, применяемые на предприятиях, должны обладать надежностью и долговечностью, которые закладываются еще на стадии их проектирования. Поэтому достоверное определение динамических нагрузок, являющихся существенным фактором, влияющим на указанные качества, считается важной задачей науки и техники. В данной работе представлена динамическая модель цепного грузонесущего конвейера с гусеничным приводом, проведены результаты расчета динамических нагрузок, произведена оценка их достоверности путем сравнения с результатами натурного эксперимента. Установлены взаимосвязи между параметрами дискретизации модели конвейера и достоверностью получаемых результатов расчета.

Ключевые слова: цепной конвейер, гусеничный привод, кинематика зацепления привода, динамическая модель.

Введение

Конвейеры – машины позволяющие выполнять перемещение различных грузов с большой производительностью, поэтому они являются неотъемлемыми транспортными средствами ресурсодобывающих и производственных предприятий, перерывы в работе которых часто недопустимы. Поэтому к долговечности и надежности данных машин и их элементов предъявляются высокие требования. Данные свойства этих

машин закладываются еще на стадии проектирования, когда определяются нагрузки, выполняется тяговый расчет, происходит выбор и проверочные расчеты основных комплектующих. На стадии проверочных расчетов деталей и элементов машин следует учитывать динамические нагрузки.

Динамическим нагрузкам, возникающим в конвейерах, исследуются аналитическими методами [1- 10] и проведением натурных экспериментов [10 - 12].

Аналитические методы чаще всего основаны на создании динамических моделей, описываемых системами дифференциальных уравнений, составление и решение которых является не тривиальной задачей. Кроме того, создание таких моделей требует задания параметров машины, которые неразрывно связаны с ее конструкцией.

В большинстве указанных работ [1 - 8] ограничиваются составлением моделей, а вопросы их использования и верификации, т.е. проверки на адекватность, упускаются.

В цепных конвейерах превалирующим фактором, создающим динамические возмущения является кинематика зацепления приводного элемента, звездочки или гусеничной цепи привода, с шарнирами тяговой цепи [4, 10]. При этом простая математическая модель гусеничного привода приведена только в [10], а сверки результатов, получаемых при помощи такой модели, с результатами натурного эксперимента не представлено.

Следует отметить, что гусеничный привод более сложен по конструкции, чем классический угловой с приводной звездочкой, однако он может быть установлен на любом прямолинейном участке трассы конвейера, а кинематика зацепления такова, что тяговая цепь движется более равномерно [10].

Поэтому в задачи данной работы входят: разработка динамической модели цепного конвейера с гусеничным приводом, проверка качества получаемых с ее помощью результатов и их сравнение с данными натурного эксперимента.

Методы

В качестве верификационных данных используются результаты измерений натяжения тягового органа, полученные на специальном исследовательском комплексе, включающем в себя промышленный двухприводной грузонесущий конвейер длиной 48,6 м с тяговой двухшарнирной цепью. Он был создан на и исследовался кафедре подъемно-транспортных машин СПбГПУ (старое наименование) [10].

Схема трассы грузонесущего конвейера представлена на рис.1, a). Здесь тяговая двухшарнирной цепь Д-200 с подвесками приводится в движение гусеничным приводом.

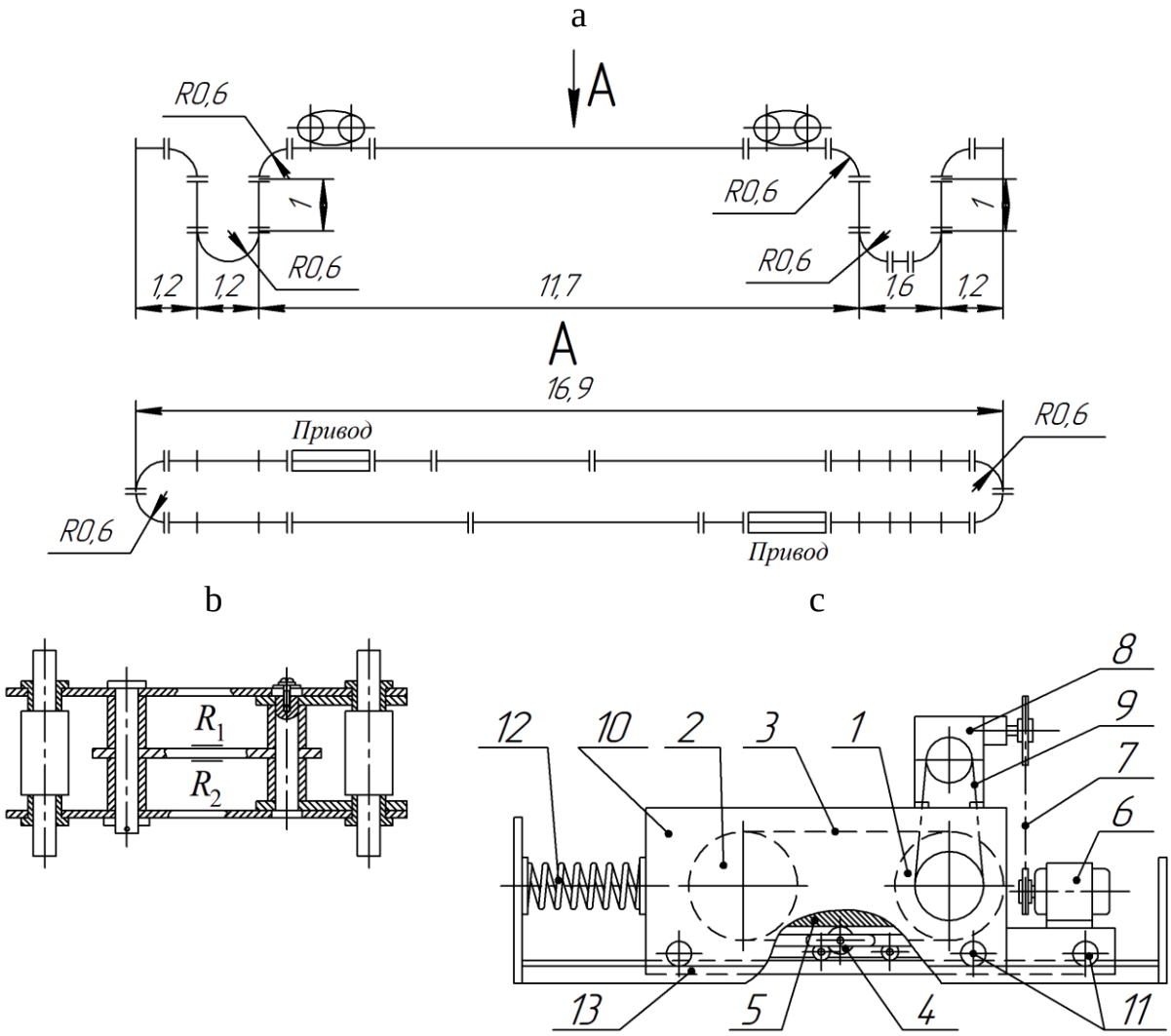

Рис. 1. Подвесной грузонесущий конвейер:
a) схема трассы конвейера; b) измерительное звено для регистрации натяжений тяговой цепи; c) гусеничный привод конвейера

Замер натяжений в тяговой цепи осуществляется методом электротензометрирования. Для одновременной записи усилий в ветвях тягового элемента использовались две тензовставки одинаковой конструкции (рис. 1, b). Тензометрические звенья вставлены в тяговую цепь на таком расстоянии друг от друга, чтобы они одновременно проходили свои приводы. Регистрация напряжений, характеризующих величину усилия натяжения тягового органа, с тензометрических мостов, осуществлялась путем записи на фотобумагу магнитоэлектрического осциллографа К12-22.

Для приведения в движение тягового элемента конвейера служит гусеничный привод (рис.1, c), который состоит из приводной (1) и

натяжной (2) звездочек, на которые надета приводная гусеничная цепь (3) с кулаками-роликами (4), перемещающаяся по упорному направляющему рельсу (5). Приводная звездочка вращается от электродвигателя (6) через цепную передачу (7), редуктор (8) и цепную передачу (9).

Механизмы гусеничного привода размещаются на подвижной раме (10), снабженной опорно-направляющими катками (11) и пружинным упором (12). Подвижная рама может перемещаться на этих катках по направляющим (13). При работе привода усилие, реактивное тяговому усилию гусеничной цепи, сжимает пружины и перемещает сдвижную раму привода. Ход рамы соответствует тяговому усилию, при превышении его допускаемого предела подвижная рама включает конечный выключатель и конвейер останавливается.

Такой привод сложнее по конструкции и дороже в изготовлении, чем звездочный, но его можно разместить в любом месте прямолинейного участка трассы, а также обеспечивается более плавное движение тяговой цепи.

На рис. 2, а) представлена схема кинематического взаимодействия кулака гусеничного привода, с прямой образующей участка контакта, с шарниром основной тяговой цепи конвейера. Вход в зацепление происходит в момент, кулак совершает вращательное движение вокруг одной из звездочек привода. Поэтому, если постоянную угловую скорость звездочки обозначить через ω, учесть направление движения кулака и шарнира тягой цепи (шарнир тяговой цепи движется вдоль горизонтальной линии, а контактирующая с ним точка кулака по дуге окружности с центром на оси звездочки), и изменение радиуса контакта относительно центра вращения звездочки, скорость V шарнира тяговой цепи будет изменяться по закону

$$V(t) = \omega(R+e)\frac{1}{\cos^2\left[\alpha - \varphi_*(t)\right]}. \quad (1)$$

При выходе кулачка на прямолинейный участок трассы гусеничной цепи линейная скорость движения кулака и приводимого им в движение шарнира тяговой цепи сравниваются

$$V(t) = \omega(R+e). \quad (2)$$

Здесь R – радиус делительной окружности звездочек привода, e – расстояние между плоскостью зацепления кулачков и осью гусеничной цепи привода; α – начальный угол зацепления, в известных конструкция находится в диапазоне от 5° до 15°; $\varphi_*(t)$ – угол поворота приводной звездочки привода, приведенный к отрезку от 0 до угла перезацепления $\varphi_{ПЗ}$, причем φ_* равно 0 в начальный момент. Угол перезацепления соответствует углу поворота приводной звездочки во время совершения

которого происходит одно перезацепление кулака гусеничной цепи с шарниром тяговой цепи $\varphi_{ПЗ} = l_{ПЗ} / (R + e)$.

Движение приводимого кулаком шарнира тяговой цепи по закону (1) происходит в течение времени $t_\alpha = \alpha / \omega$, а полное время перезацепления составляет $t_{ПЗ} = l_{ПЗ} / (\omega(R + e))$, где $l_{ПЗ}$ – шаг кулачков цепи гусеничного привода. Соответствующий закон изменения скорости и ускорения приводимого в движения шарнира тяговой цепи представлен на графике рис 2, b)

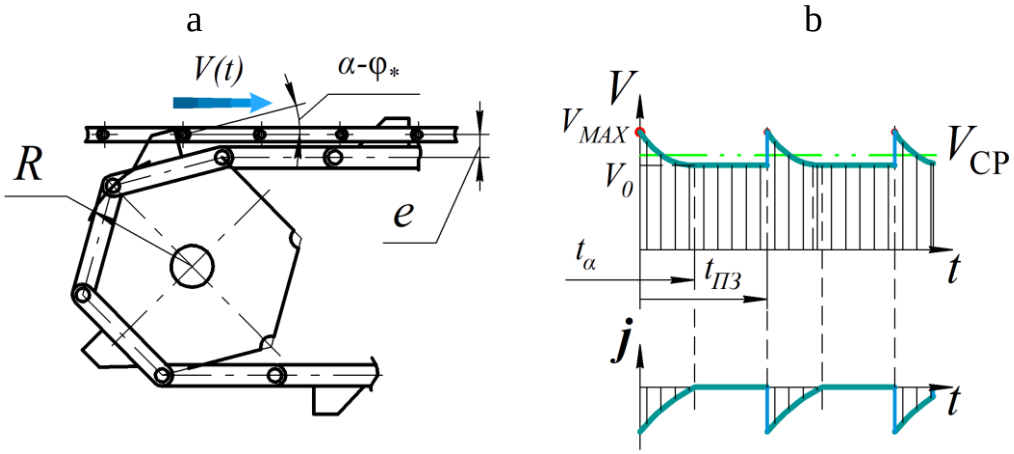

Рис. 2. Кинематика гусеничного привода
a) схема; b) графики изменения скорости и ускорения приводимого в движение шарнира тяговой цепи конвейера.

Исследуемая далее динамическая модель конвейера состоит из дискретной модели гусеничного привода, взаимодействующего с тяговым органом, представленным моделью эквивалентного упруго-вязкого стержня с распределенными параметрами [10]. Свободные колебания в упруго вязком стержне описываются уравнением Эйлера-Бернулли [10]

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = v^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\eta F}{m_0} \frac{\partial^3 U}{\partial t \partial x^2}, \qquad (3)$$

где параметр ν имеет размерность и физический смысл скорости движения волны вдоль стержня, м/с^2; коэффициент η определяет уровень поглощаемой системой энергии и имеет размерность коэффициента динамической вязкости, кг·м$^{-1}$·с$^{-1}$; параметры F, m_0 соответственно имеют смысл площади поперечного сечения описываемого стержня и его погонной массы.

Численное решение уравнения в частных производных (3) осуществляется конечно-разностным методом. Применяется устойчивая неявно-явная разностная схема [13]. При этом упруго-вязкий стержень разбивается на конечное число узлов, расположенных равномерно с шагом Δx. Решением такого уравнения является табличная функция перемещений

$U_{i,t}$, где i – номер узла вдоль стержня, а t – индекс, указывающий на расчетный момент времени.

На рис. 3 представлен элемент динамической модели конвейера, состоящий из дискретной модели гусеничного привода, взаимодействующего с моделью тягового органа в его узле с номером «*dr*» (индекс времени опускается).

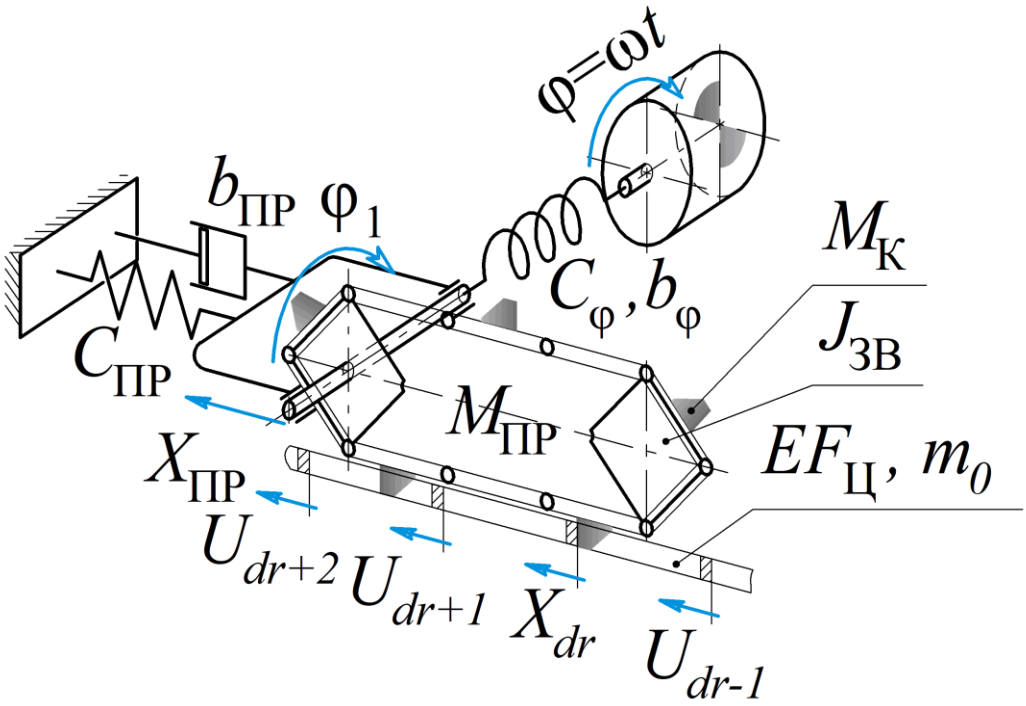

Рис. 3. Фрагмент динамической модели конвейера с гусеничным приводом

Разработанная динамическая модель исследует относительные колебания элементов тягового органа относительно средней скорости движения цепи $V_{СР}$, поэтому в уравнениях динамики не учитываются статические сопротивления его движению, а перемещение приводного узла U_{dr} должно происходить со скоростью

$$V_{dr}(t) = V(t) - V_{СР}, \qquad (4)$$

где функция $V(t)$ определяется выражениями (1) и (2).

Интегрируя выражение (4) по времени с учетом (1), (2) находят функцию относительных перемещений приводного узла

$$\begin{cases} X_{dr}(t) = -(R+e)\cdot tg\left[\alpha - \varphi_*(t)\right] + D - V_{СР}\cdot t \quad при \quad t < t_\alpha \\ X_{dr}(t) = D - V_{СР}\cdot t_\alpha + (V_0 - V_{СР})\cdot(t - t_\alpha) \qquad при \quad t_\alpha < t < t_{ПЗ} \end{cases}, \qquad (5)$$

а из условий $X_{dr}(0)=0$ и $X_{dr}(t_{ПЗ})=0$ определяются постоянная интегрирования D и средняя скорость $V_{СР}$

$$D = (R+e)\cdot tg[\alpha]\ ;\ V_{CP} = V_0\cdot\left(1 - \frac{(R+e)\cdot(tg[\alpha]-\alpha)}{l_{ПЗ}}\right), \qquad (6)$$

где $V_0 = \omega\,(R + e)$ – номинальная скорость конвейера.

Модель гусеничного привода, представленная на рис. 3 характеризуется набором обобщенных координат: $x_{ПР}$ – упругое перемещение рамы привода под действием внешних динамических сил; φ – угол поворота выходного вала редуктора; φ_1 – угол поворота приводной звездочки. Вводится угол закручивания передаточного звена $\psi = \varphi_1 - \varphi = \varphi_1 - \omega t$.

Представленная модель привода (рис. 3) учитывает: податливость металлоконструкции рамы; вращательную упругость элементов привода, а именно, возможность крутильной деформации выходного вала редуктора. Математическое описание сводится к системе из двух дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} M_{ПР} \cdot \ddot{x}_{ПР} = -C_{ПР} \cdot x_{ПР} - b_{ПР} \cdot \dot{x}_{ПР} + S \\ \left(2J_{ЗВ} + J_K\right) \cdot \ddot{\psi} = S_\tau \cdot (R+e) - C_\varphi \cdot \psi - b_\varphi \cdot \dot{\psi} \end{cases}. \qquad (7)$$

где $M_{ПР}$ – масса привода; $J_{ЗВ}$ – момент инерции звездочки; $J_К$ – суммарный момент инерции приводной цепи с кулаками; $J_{ПР}$ – момент инерции привода приведенный к выходному валу редуктора, включает в себя моменты инерции ротора двигателя, вращающихся частей редуктора; $C_{ПР}$, $b_{ПР}$ – параметры жесткости и сопротивления рамы привода; C_φ и b_φ – параметры упругости и сопротивления системы приводная цепь - кулачек; P – продольное усилие, действующее со стороны цепи; P_τ – окружное усилие, действующее со стороны цепи.

Продольное усилие P определяется параметрами, характеризующими свойства тягового органа и деформациями системы

$$P = \frac{EF_Ц}{\Delta x} \cdot \left(X_{dr+1} - U_{dr}\right) - \frac{EF_Ц}{\Delta x} \cdot \left(X_{dr} - U_{dr-1}\right)$$

Окружное усилие является составляющей продольного и определяется выражениями:

$P_\tau = P \cdot \cos(\alpha - \varphi_*(t) + \psi(t))$ при $t < t_\alpha$,

$P_\tau(t) = P(t)$ при $t_\alpha < t < t_{ПЗ}$.

Угол φ*(t) поворота определяется соотношением:

$\varphi_*(t) = \omega \cdot t - \varphi_{ПЗ} \cdot floor\left(\varphi(t) / \varphi_{ПЗ}\right)$,

где *floor*() – функция округления до меньшего целого числа.

Учитывая динамическое изменение координат элементов привода, перемещения приводного узла (5), передающееся в качестве граничного условия в модель натяжного устройства, примут вид

$$\begin{cases} X_{dr}(t) = -(R+e)\cdot tg\left[\alpha - \varphi_* + \psi\right] + \\ \qquad\qquad +D - V_{\text{СР}}\cdot t + x_{\text{ПР}} \qquad при \;\; t < t_\alpha \\ X_{dr}(t) = -(R+e)\cdot tg\left[\psi\right] - V_0\cdot t_\alpha + D + \\ \qquad\qquad +(V_0 - V_{\text{СР}})\cdot t + x_{\text{ПР}} \;\; при \;\; t_\alpha < t < t_{ПЗ} \end{cases} \tag{8}$$

Основные параметры грузонесущего конвейера, реализованного в виде специальном исследовательском комплексе, на основе которых строится расчетная модель представлены в табл. 1. Коэффициенты, характеризующие упруго-вязкие характеристики тягового органа определяются согласно работам [10, 14, 15].

Таблица 1. Параметры моделируемого конвейера

№ п.п.	Наименование параметра	Обозначение	Значение
1	Длина трассы, м	L	48,65
2	Скорость движения конвейера, м/с	V	0,37
3	Тип тяговой цепи		Д-200
4	Шаг тяговой цепи по зацеплению, м	$t_{\text{Ц}}$	0,2
5	Жесткость одного метра цепи, Н/м	$EF_{\text{Ц}}$	15000000
6	Коэффициент поглощения энергии в тяговом органе	ψ	0,15
7	Погонная масса тягового органа совместно с грузом, кг/м	$q_{\text{Ц}}\,(m_0)$	8,4
8	Диаметр звездочки гусеничного привода, м	D	0,23
9	Расстояние между плоскостью зацепления кулачков и осью гусеничной цепи привода	e	0,06
10	Шаг зацепления шарнира цепи с зубом звездочки, м	$l_{\text{ПЗ}}$	0,4
11	Начальный угол зацепления, °	α	15
12	Координата привода на трассе, м	$X_{\text{ПР}}$	46,7 (11)
13	Масса привода, кг	$M_{\text{ПР}}$	600
14	Момент инерции приводной звездочки, Нм^2	$J_{\text{ЗВ}}$	1,6
15	Масса кулака приводной цепи, кг·м^2	$M_{\text{К}}$	3
16	Количество кулаков гусеничной цепи		12
17	Жесткость рамы привода, Н/м	$C_{\text{ПР}}$	6000000
18	Коэффициент сопротивления, Н·с/м	$b_{\text{ПР}}$	15000
19	Вращательная жесткость привода, Нм/рад	C_φ	1000000
20	Коэффициент сопротивления вращательной связи, Н·м·с/рад	b_φ	2000

Известно, что решение уравнения (3) численным явным методом [13] наиболее устойчиво если параметр $\theta = v^2\Delta t^2/\Delta x^2$ близок к 1. Используемый

при решении неявно-явный метод устойчив при значительных отклонениях параметра θ от 1. Для оценки устойчивости применяемого метода численные эксперименты проводились при различных дискретностях разбиения тягового органа Δx, и различной дискретизации по времени таким образом, чтобы параметр θ имел определенные значения. Конкретные величины дискретностей указаны в таблице 2.

Таблица 2. Дискретность по времени Δt , с, при соответствующих ей дискретности по координате Δx и параметре θ

Δx, м	**θ**			
	11,16	**2,79**	**1**	**0,698**
0,8	0,002	0,001	0,000598665	0,0005
0,4	0,001	0,0005	0,000299333	0,00025
0,2	0,0005	0,00025	0,000149666	0,000125

Так же имеется возможность при расчетах учитывать только отдельные физические характеристики привода, поэтому численные эксперименты проведены в четырех различных вариантах: без учета динамических характеристик привода, т.е. координаты выходного звена вычисляются при помощи выражений (5); с учетом упругих колебаний рамы привода; с учетом крутильных колебаний вала; с учетом колебаний как рамы, так и крутильных колебаний выходного вала привода.

Результаты

В общей сложности было выполнено 48 численных эксперимента. Время моделирования составило 3 с при дискретностях разбиения тягового органа и временной шкалы принятых согласно табл. 2. Пример полученных результатов, в виде графика динамического усилия в тяговой цепи, набегающей на привод, представлен на рис. 3. Представлены графики полученные при расчете модели с дискретностью разбиения тягового органа Δx = 0,8 м и параметром θ = 1.

a) b)

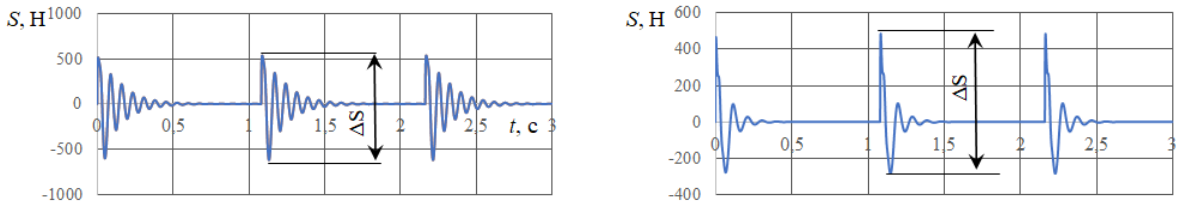

Рис. 4. Динамическое усилие S в тяговой цепи набегающей на привод
a) расчет без учета динамических характеристик привода
b) расчет с учетом колебаний рамы и крутильных колебаний выходного вала привода

Показательным параметром является размах динамического усилия ΔS (рис. 4), результаты вычисления которого представлены на графиках рис. 5.

На рис 6 представлены результаты обработки осциллограммы записи усилий в конвейере исследовательского комплекса, описанного выше. Сняты показания с двух датчиков в положениях, близких к моментам времени набегания звеньев цепи, на которых они расположены, на привод. Величины размахов динамических нагрузок найдены с учетом указанных на графиках для соответствующих датчиков тарировочных коэффициентов.

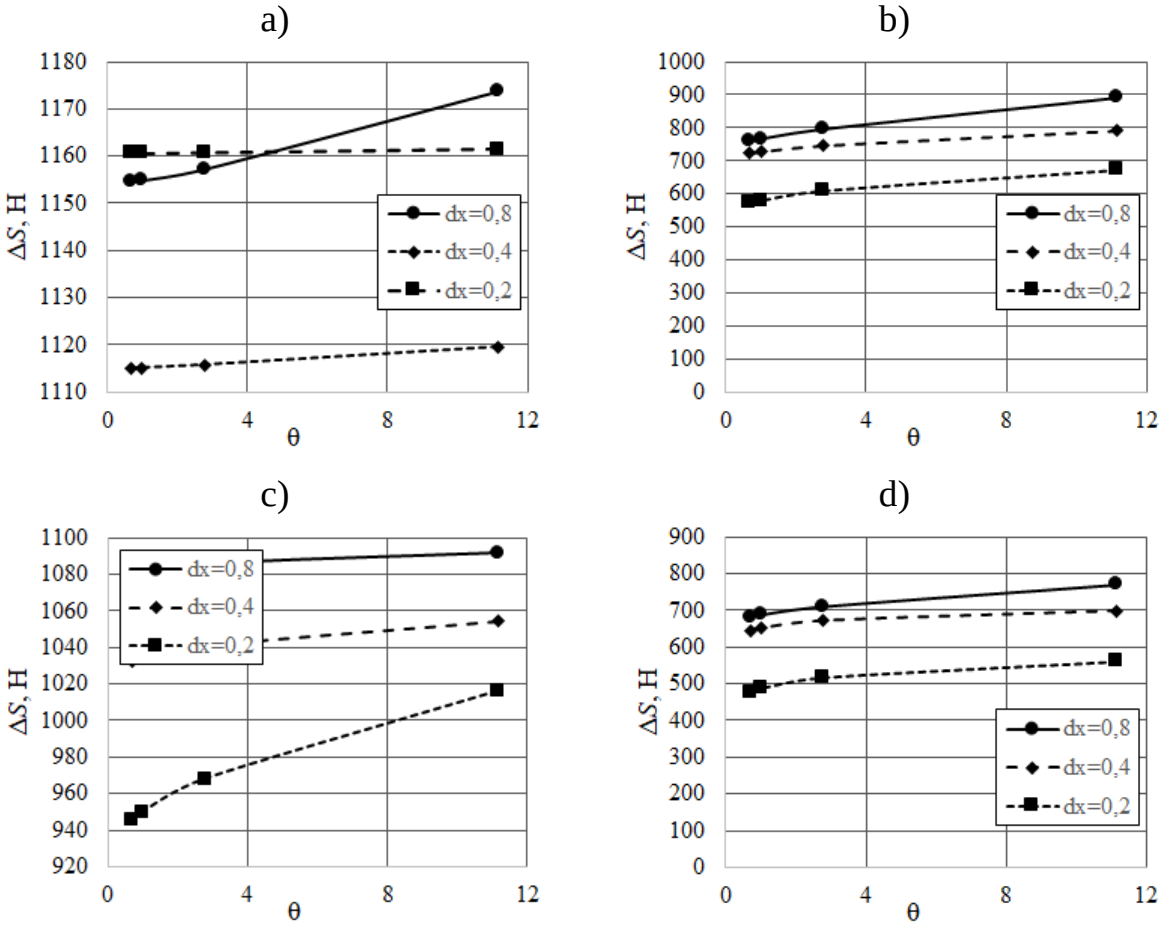

Рис. 5. Результаты расчета размаха динамического усилия ΔS в цепи тягового органа набегающего на привод при различной дискретности разбиения тягового органа Δx и различной величине параметра θ

a) эксперименты без учета динамических характеристик привода;
b) эксперименты с учетом упругих колебаний рамы привода
c) эксперименты с учетом крутильных колебаний вала привода
d) эксперименты с учетом колебаний рамы и крутильных колебаний вала привода

Обсуждение

Общая тенденция в полученных результатах говорит о том, что с ростом параметра θ увеличивается расчетное значение размаха динамического усилия ΔS.

Эксперименты, проведенные без учета динамических характеристик привода, были выполнены с целью оценки устойчивости результатов моделирования волновых процессов в тяговом органе и дальнейшего определения влияния, оказываемого включением в колебательный процесс элементов привода. Учитывая то, что результаты расчета представленные на рис. 5, a), при различных дискретностях разбиения тягового органа, максимально отличаются не более чем на 5%, а максимальное отличие результатов полученных при Δx = 0,8 м и различных значениях параметра θ составляет 1,6%, можно утверждать, что используемая при решении уравнения (3) неявно-явная схема будет давать достаточно корректные результаты. Это важно, т.к. при моделировании конвейера с различной нагрузкой на трассе параметр θ не будет постоянным для системы.

Величины размаха ΔS, полученные с учетом колебаний рамы привода, рис. 5, b) оказались на 25 – 51% меньше, чем для моделей с жесткой рамой при соответствующих параметрах дискретизации. Наибольшее снижение, 42 – 51% наблюдается для моделей с дискретностью разбиения тягового органа Δx равной 0,2 м.

В экспериментах с учетом крутильной жесткости выходного вала редуктора уменьшение размаха динамического усилия, по сравнению с моделью с жестким приводом, составляет 9 – 38 %. При этом для дискретностей 0,8 и 0,4 м уменьшение составило 9 – 12%, а для дискретности 0,2 м: 21 – 38%.

В экспериментах, где учитывались обе динамические характеристики гусеничного привода снижение размаха динамического усилия, составило 37 – 45% при Δx = 0,8 и 0,4 м и порядка 59 – 72% при Δx = 0,2 м.

Расчет динамических нагрузок в цепном конвейере с помощью представленной модели дает, при различных параметрах дискретности системы, отличающиеся результаты. Так, в экспериментах с учетом колебаний рамы привода при снижении дискретности разбиения тягового органа с 0,8 до 0,4 м приводит к снижению ΔS на 5 – 11%, а при снижении дискретности с 0,4 до 0,2 м ΔS снижается на 15 – 21%. Похожая картина наблюдается и при учете крутильных колебаний выходного вала привода, однако, здесь снижение рассчитываемых величин ΔS составляет от 3 до 9%.

Указанные различия в результатах моделирования одного и того же объекта при различных параметрах дискретизации приводят к возникновению вопроса о величине этих параметров, приводящих к

наиболее точным результатам расчета. С одной стороны, уменьшение параметра Δx должно приводить к увеличению точности определения перемещений сечений эквивалентного тяговому органу стержня. Тоже самое должно относиться к дискретности по времени Δt. Однако увеличение числа расчетов неизбежно приводит к накоплению ошибок вычислений, и отклонению результатов расчета от точного значения. С другой стороны, параметры модели конвейера в основном задаются приближенно, и не учитываются множество иных факторов, влияющих на реальные процессы в машине.

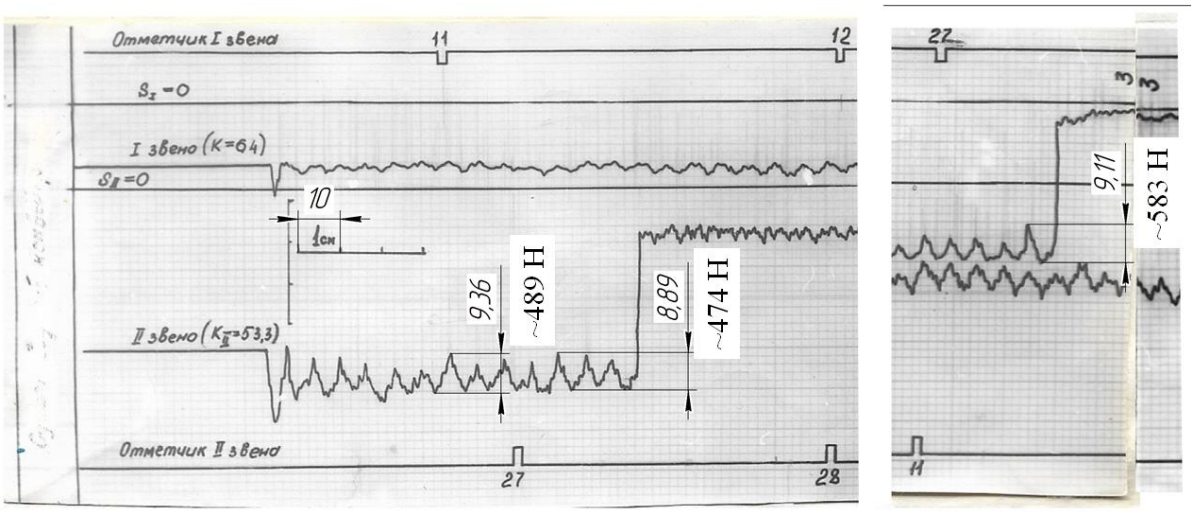

Рис. 6. Осциллограмма записи усилий в тяговой цепи грузонесущего конвейера с гусеничным приводом

На осциллограмме (рис. 6) записи усилий в тяговой цепи конвейера, модель которого была представлена выше, приводятся значения размахов колебаний усилия натяжения в точках, набегающих на привод. Величина найденных размахов составляет 583 Н в первом датчике 474, 489 Н во втором датчике. Эти значения близки к результатам расчета по моделям, которые учитывают упругие перемещения рамы привода и крутильные колебания вала при дискретности Δx = 0,2 м и параметре θ равном 1 и 0,68. Расчетная величина размаха динамического усилия в тяговой цепи, для этих случаев, соответственно равна 486 и 477 Н, что на 18% расходится с результатом измерения усилий по первому датчику и на 2,5% по второму датчику.

Так же следует отметить невозможность получения настолько близко совпадающих результатов расчетов с натурным экспериментом без адекватно заданных динамических параметров моделей. Например, заданная крутильная жесткость вала C_{φ} (рабл.2) соответствует жесткости вала диаметром 75 мм с длиной крутящегося участка 250 мм, а принятая жесткость рамы привода $C_{ПР}$ соответствует жесткости пружины 12, рис. 1.

Заключение

По итогам представленной работы можно сделать следующие выводы:

1. Разработана динамическая модель конвейера, содержащая взаимосвязанные подмодели тягового органа и гусеничного привода. Причем продольные колебания в тяговом органе описываются уравнением в частных производных, а модель гусеничного привода представляет собой систему дискретных масс. Основным исследуемым в данной работе результатом вычисления по предложенной модели является размах динамического усилия, возникающего в тяговом элементе в месте его набегания на кулак гусеничной цепи привода.

2. Произведена оценка устойчивости решения уравнения в частных производных неявно-явным конечно-разностным методом при различных параметрах дискретизации системы по времени и пространственной координате. Исследование показало близкие результаты, менее 2% относительно наибольшего определенного значения размах динамического усилия, при всех заданных вариантах дискретизации.

3. Показано, при помощи численных экспериментов, что учет динамических характеристик привода влияет на результат, получаемый при расчете размаха динамических усилий по предложенной модели. При заданных значениях жесткости рамы привода и крутильной жесткости выходного вала редуктора привода выявлено, что: учет крутильной жесткости вала снижает размах динамического усилия на 10 – 20 % относительно модели без учета данной характеристики привода; учет продольных смещений рамы привода приводит к снижению размах динамического усилия на 25 – 51 %. Так же было выявлено влияние параметров дискретизации модели тягового органа и дискретизации по времени на получаемый результат.

4. Сравнение результатов, получаемых при помощи предложенной модели, при наименьших значениях параметров дискретизации системы, с результатами натурного эксперимента показали максимальное их расхождение на 18%. Результаты, полученные по предложенной динамической модели с большими величинами параметров дискретизации, являются завышенными на 20 – 30 %, однако их использование при проверочном расчете элементов конвейера может оказаться предпочтительней, т.к. даст дополнительный запас прочности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Jiang, Shoubo, Ren, Weijian, Mao, Qinghua, Zeng, Qingliang, Yu, Pengfei, Gao, Kuidong, Wang, Liang, Dynamic Analysis of the Scraper Conveyor

under Abnormal Operating Conditions Based on the Vibration and Speed Characteristics, Shock and Vibration, 2021, 8887744, 17 pages, 2021. https://doi.org/10.1155/2021/8887744
[2] Polishchuk L. K. et al. Dynamics of the conveyor speed stabilization system at variable loads //Informatyka, Automatyka, Pomiary W Gospodarce i Ochronie Środowiska. – 2022. – Т. 12. – №. 2.
[3] Lodewijks G. Two decades dynamics of belt conveyor systems //Bulk Solids Handling. – 2002. – Т. 22. – №. 2. – С. 124-132.
[4] Korobko M. M. Discrete model of chain conveyor movement dynamics //Machinery & Energetics. – 2020. – Т. 11. – №. 4. – С. 89-94.
[5] Yang G. Dynamics analysis and modeling of rubber belt in large mine belt conveyors //Sensors & Transducers. – 2014. – Т. 181. – №. 10. – С. 210.
[6] Шпрехер Д. М. Универсальная компьютерная модель для исследования динамики скребкового конвейера с двухдвигательным приводом / Д. М. Шпрехер, Г. И. Бабокин, А. В. Зеленков, Д. С. Овсянников // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. – 2021. – Т. 64, № 2. – С. 56-64. – DOI 10.17213/0136-3360-2021-2-56-64. – EDN XGKZXB.
[7] Динамика горизонтального ленточного конвейера для сушки семян в конвейерном устройстве обработки семян физическими методами / С. С. Воложанинов, А. А. Завалий, Д. Д. Волобуев, В. С. Воложанинова // Известия сельскохозяйственной науки Тавриды. – 2021. – № 28(191). – С. 53-74. – EDN DEHSXC.
[8] Ловейкин, В. С. Математическое моделирование движения скребкового транспортера / В. С. Ловейкин, Ю. А. Ромасевич, А. Е. Грушко // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2015. – Т. 3, № 9-3(20-3). – С. 317-321. – DOI 10.12737/16932. – EDN VDQFPT.
[9] Yang J., Fu S., Wang D. Dynamic simulation of startup-characteristics of scraper conveyor based AMEsim. 2015 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)
[10] Смирнов В.Н. Подвесные конвейеры. Теория расчета, прогнозирование тенденций развития. - СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2006. - 267 с.
[11] Jiang S. et al. Dynamic properties of chain drive in a scraper conveyor under various working conditions //Machines. – 2022. – Т. 10. – №. 7. – С. 579.
[12] Świder J., Herbuś K., Szewerda K. Dynamic analysis of scraper conveyor operation with external loads //MATEC Web of Conferences. – EDP Sciences, 2017. – Т. 94. – С. 01009.
[13] Формалев В.Ф., Ревизников Д.Л. Численные методы. – М.:ФИЗМАТЛИТ, 2004.

[14] Никитин С.В. Расчетное определение упруго-вязких параметров конвейерных цепей // Научно технические ведомости СПбГПУ. – 2014. № 1: Наука и образование. – Санкт-Петербург: издательство СПбГПУ. – 2014. с. 156 – 163.
[15] Никитин, С. В. Учет диссипации энергии в тяговом элементе в динамической модели цепного конвейеров / С. В. Никитин // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2021. – № 10. – С. 748-763. – EDN HSWHHJ.

S.V.Nikitin

VERIFICATION OF THE DYNAMIC MODEL OF A CHAIN CONVEYOR WITH A CATERPILLAR DRIVE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Conveyors used at enterprises must be reliable and durable, which are laid down at the design stage. Therefore, reliable determination of dynamic loads, which are a significant factor influencing the specified qualities, is considered an important task of science and technology. This paper presents a dynamic model of a chain load-bearing conveyor with a caterpillar drive, the results of calculating dynamic loads are carried out, and their reliability is assessed by comparing them with the results of a full-scale experiment. The relationships between the discretization parameters of the conveyor model and the reliability of the calculation results are established.

Key words: chain conveyor, caterpillar drive, drive engagement kinematics, dynamic model.

REFERENCES

[1] Jiang, Shoubo, Ren, Weijian, Mao, Qinghua, Zeng, Qingliang, Yu, Pengfei, Gao, Kuidong, Wang, Liang, Dynamic Analysis of the Scraper Conveyor under Abnormal Operating Conditions Based on the Vibration and Speed Characteristics, Shock and Vibration, 2021, 8887744, 17 pages, 2021. https://doi.org/10.1155/2021/8887744
[2] Polishchuk L. K. et al. Dynamics of the conveyor speed stabilization system at variable loads //Informatyka, Automatyka, Pomiary W Gospodarce i Ochronie Środowiska. – 2022. – Т. 12. – №. 2.

[3] Lodewijks G. Two decades dynamics of belt conveyor systems //Bulk Solids Handling. – 2002. – Т. 22. – №. 2. – С. 124-132.
[4] Korobko M. M. Discrete model of chain conveyor movement dynamics //Machinery & Energetics. – 2020. – Т. 11. – №. 4. – С. 89-94.
[5] Yang G. Dynamics analysis and modeling of rubber belt in large mine belt conveyors //Sensors & Transducers. – 2014. – Т. 181. – №. 10. – С. 210.
[6] Sprecher D. M., Babokin G. I., Zelenkov A.V., Ovsyannikov D. S. Universal computer model for studying the dynamics of a scraper conveyor with a twin-motor drive // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Electromechanics. – 2021. – Vol. 64, No. 2. – pp. 56-64. – DOI 10.17213/0136-3360-2021-2-56-64. – EDN XGKZXB.
[7] Dynamics of a horizontal belt conveyor for drying seeds in a conveyor device for processing seeds by physical methods / S. S. Volozhaninov, A. A. Zavaliy, D. D. Volobuev, V. S. Volozhaninova // News of agricultural science of Taurida. – 2021. – № 28(191). – Pp. 53-74. – EDN DEHSXC.
[8] Левейкин, В. С. Математическое моделирование движения гребковского транспортера / В. С. Левейкин, Е. А. Ромаскевич, А. Е. Гурько // Акту–альные направление научных исследований XXI века: теория и практика. – 2015. - Т. 3, № 9-3(20-3). – С. 317-321. – DOI 10.12737/16932. – НОМЕР редакции VDQFPT.
[9] Yang J., Fu S., Wang D. Dynamic simulation of startup-characteristics of scraper conveyor based AMEsim. 2015 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)
[10] Smirnov V.N. Suspended conveyors. Calculation theory, forecasting of development trends. - St. Petersburg: Publishing house of SPbGPU, 2006. - 267 p.
[11] Jiang S. et al. Dynamic properties of chain drive in a scraper conveyor under various working conditions //Machines. – 2022. – Т. 10. – №. 7. – С. 579.
[12] Świder J., Herbuś K., Szewerda K. Dynamic analysis of scraper conveyor operation with external loads //MATEC Web of Conferences. – EDP Sciences, 2017. – Т. 94. – С. 01009.
[13] Formalev V.F., Reviznikov D.L. Numerical methods. Moscow: FIZMATLIT, 2004.
[14] Nikitin S.V. Computational determination of elastic-viscous parameters of conveyor chains // Scientific and Technical Bulletin of St. Petersburg State Pedagogical University. - 2014. No. 1: Science and Education. – St. Petersburg: SPbGPU Publishing House. – 2014. pp. 156 – 163.
[15] Nikitin, S. V. Accounting for energy dissipation in a traction element in a dynamic model of chain conveyors / S. V. Nikitin // Modern mechanical engineering. Science and education. – 2021. – No. 10. – pp. 748-763. – EDN HSWHHJ.