

УДК 621.867.17

С.В. Никитин

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГО-ВЯЗКИХ ПАРАМЕТРОВ КОНВЕЙЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

S.V. Nikitin

CALCULATED DEFINITION OF VISCO-ELASTIC PARAMETERS OF THE CONVEYOR CHAINS

Показана возможность достаточно точного определения упруго-вязких параметров тяговых цепей конвейеров расчетным способом. Это необходимо, чтобы более точно определять динамические составляющие нагрузок при создании наиболее достоверных моделей машин.

УПРУГО-ВЯЗКИЕ ПАРАМЕТРЫ; ЦЕПНОЙ КОНВЕЙЕР; ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ; КОЭФФИЦИЕНТ ПОГЛОЩЕНИЯ.

The possibility of reasonably accurate determination of chains conveyor's viscoelastic parameters using calculation methods are demonstrated. It is necessary to create the most accurate models of machines that are needed to more accurately determine the dynamic component of loads.

VISCO-ELASTIC PARAMETERS; CHAIN CONVEYOR; DYNAMIC LOADS; THE ABSORPTION COEFFICIENT.

Использование цепных конвейеров в промышленности обусловлено их относительной простотой, высокой производительностью, надежностью в работе [1, 2]. В качестве тягового элемента применяют цепи различных конструкций. В конвейерах с простой плоской трассой тяговым элементом служат пластинчатые цепи и некоторые виды специальных цепей. При необходимости создания пространственной трассы чаще применяют разборные цепи, реже — круглозвенные.

Использование того или иного типа цепей зависит от назначения, условий работы машины, технических задумок конструктора. Выбор типоразмера производится по разрывному усилию $S_{\text{разр}}$, данному в каталогах:

$$S \leq \frac{S_{\text{разр}}}{n}, \quad (1)$$

где S — действующее в цепи растягивающее усилие; n — коэффициент запаса, принимаемый достаточно высоким, в пределах от 8 до 20 [3, 4], в зависимости от типа цепи, характера трассы конвейера и условий работы. Это связано с тем, что расчетная формула не учитывает действительное напряженное состояние элементов цепи. По-

этому увеличением значения запаса стремятся компенсировать неточности, снизить контактные напряжения в шарнире для уменьшения износа и ограничения усталостного фактора.

Определение действующих в цепи растягивающих усилий S также связано с рядом неточностей. При расчете оно определяется суммой статического и динамического натяжений, $S = S_{\text{ст}} + S_{\text{дин}}$.

Методики определения статического натяжения тягового органа конвейеров разработаны достаточно хорошо. Динамические же нагрузки в цепных конвейерах изучены слабо; это до сих пор относится к числу важных научных проблем.

Одна из них — определение нагрузок, вызванных кинематикой зацепления приводом шарнира цепи. Данной проблемой занимались многие известные ученые — Г.Г. Ганфштенгель, А.А. Долголенко, И.Г. Штокман [5]. Однако их методики применимы для конвейеров малой длины, а в иных случаях дают завышенные значения усилий.

Согласно (1), имея завышенные значения нагрузки S и коэффициента запаса n , необходимо выбирать цепи, рассчитанные на большую разрывную нагрузку.

Проблема более обоснованного выбора коэффициента запаса может быть решена созданием и использованием в расчетах методик усталостного и износного разрушения цепей. Для более точного определения динамической составляющей усилий, действующих в цепи, профессором В.Н. Смирновым были разработаны теоретические основы создания дискретных динамических моделей цепных конвейеров в относительных координатах [6]. Позже модели были усложнены тем, что цепной тяговый элемент в них был представлен упруго-вязким изотропным стержнем с распределенными параметрами [7], а математически свободные колебательные явления в такой системе описываются уравнением в частных производных

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

В этом уравнении $U(t,x)$ — функция перемещений во времени t сечений цепи, расположенных в точке с координатой x . Параметры m_0 , F имеют смысл соответственно массы одного метра тяговой цепи совместно с закрепленными на ней грузом и грузонесущими устройствами и площади поперечного сечения цепи. Коэффициенты v и η определяют соответственно скорость распространения упругой волны цепи и уровень поглощаемой системой энергии волны.

Ясно, что адекватность таких моделей цепных конвейеров определяется не только близостью математического описания реальным физическим явлениям, но и достоверностью задания коэффициентов, определяющих упруго-вязкие параметры тягового элемента. В условиях проектирования и исследований определение коэффициентов v и η при помощи натуральных экспериментов — наиболее надежно, но и дорогостояще, поэтому был предложен ряд расчетных, аналитических методов.

Скорость распространения упругой волны в тяговом органе v определяется известным соотношением

$$v = \sqrt{\frac{E_{ц} F}{m_0}},$$

где $E_{ц}$ — модуль упругости цепи. Поскольку тяговая цепь не является однородным изотропным стержнем, необходимо определять обобщенный параметр жесткости $E_{ц} F$ для единицы ее длины.

Для исследования возможности расчетного определения параметра обобщенной жесткости были проведены расчеты на растяжение цепей типа Р2 по ГОСТ 589–85. Численные эксперименты на конечно-элементных моделях проводили в среде SolidWorks (рис. 1, а). Результаты расчетов сравнивали с данными натуральных экспериментов, проведенных на кафедре транспортных и технологических систем СПбГПУ.

Исследовали модели цепей Р2–100–160, Р2–100–220, Р2–160–290, Р2–160–400 с глобальным размером конечно-элементной сетки 6 и 3 мм. Между соприкасающимися поверхностями элементов цепей для предотвращения произвольного смещения деталей при итерационном процессе расчетов заданы контактные граничные условия «Нет проникновения» с коэффициентом трения 0,05.

При обработке экспериментальных данных обобщенная жесткость определялась законом Гука:

$$E_{ц} F = \frac{P L_{3ц}}{\Delta l}, \quad (3)$$

где P — растягивающее усилие, которое при проведении численного эксперимента варьировалось от 1000 Н до разрывного усилия цепи; $L_{3ц}$ —

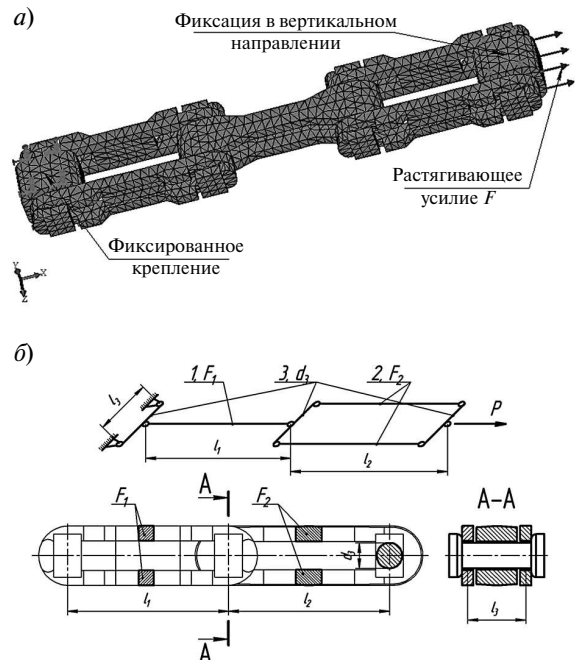


Рис. 1. Расчетная модель тяговых цепей: а — конечно-разностная модель; б — аналитическая расчетная схема

длина исследуемого участка цепи; Δl — удлинение рассчитываемого участка цепи.

На рис. 2, а представлены в виде графиков результаты расчета по конечно-элементным моделям в координатах «усилие растяжения — удлинение», пересчитанные на длину 1 м цепи. Расчет по формуле (3) дает следующие значения обобщенной жесткости $E_{ц}F$: $1,61 \cdot 10^7$ Н/м — для моделей цепей P2–100 независимо от типоразмера; $3,1 \cdot 10^7$ Н/м — для модели цепи P2–160–290; $5,04 \cdot 10^7$ Н/м — для P2–160–400. После отметки 50000 Н жесткость всех моделей незначительно возрастает.

На рис 2, б приведены результаты натурального эксперимента для разборных цепей с шагом 100 и 160 мм, которые представляют собой нелинейную зависимость между нагрузкой и деформацией. Эту зависимость с погрешностью 5–7 % легко аппроксимировать двумя линейными участками с пересечением в зоне 10 кН.

Для проведения экспериментов были выбраны две новые и приработавшаяся цепь. Угол наклона второго участка графика для последней цепи больше, чем для новой цепи того же типоразмера. Это говорит о том, что в процессе работы машины жесткость тягового элемента несколько повышается со временем.

Сравнивая результаты натурального эксперимента с расчетным, можно отметить, что в реальных цепях существует начальный участок с меньшей жесткостью, который можно объяснить первоначальной деформацией неровностей контактирующих поверхностей.

По результатам анализа данных натурального эксперимента жесткость одного метра тяговой цепи с шагом 100 мм составляет: $0,836 \cdot 10^7$ Н/м на первом участке; $1,43 \cdot 10^7$ Н/м на втором участке. Для новой цепи с шагом 160 мм: $1,29 \cdot 10^7$ Н/м на первом участке; $2,4 \cdot 10^7$ Н/м на втором участке. Для цепи с приработавшими шарнирами: $1,25 \cdot 10^7$ Н/м на первом участке; $3,56 \cdot 10^7$ Н/м на втором участке.

Следует отметить, что определяющим фактором при расчете воздействий на цепь является жесткость на втором участке.

Обобщенный модуль упругости цепи также можно оценить по зависимости (3), определив ее удлинение Δl приближенным аналитическим расчетом.

Согласно схеме (см. рис. 2, б) удлинение участка цепи с длиной, равной двум шагам, складывается из удлинения двух наружных пластин Δl_1 , удлинения внутреннего звена Δl_2 и изгиба двух валиков $2\Delta l_3$:

$$\Delta l = \Delta l_1 + 2\Delta l_2 + \Delta l_3. \quad (4)$$

Кроме указанных, элементы цепей при ее растяжении испытывают неучтенные аналитической моделью деформации: изгиб боковых пластин, изгиб стенок внутреннего звена, деформации в местах контакта звеньев. Поэтому для их учета необходимо ввести соответствующие поправочные коэффициенты K_1, K_2, K_3 . Таким образом, выражение для аналитического отыскания деформации участка цепи приобретает вид

$$\Delta l = K_1\Delta l_1 + 2K_2\Delta l_2 + K_3\Delta l_3. \quad (5)$$

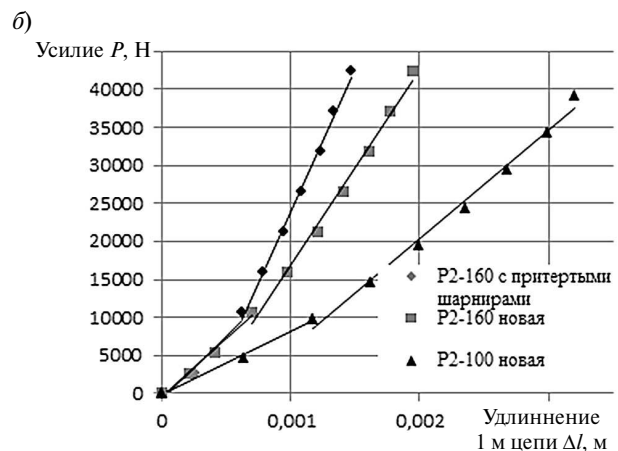
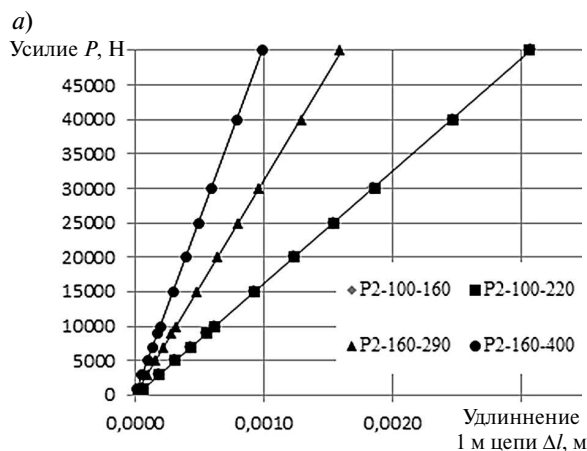


Рис. 2. Результаты расчета удлинения разборных цепей по конечно-элементным моделям

Удлинения Δl_1 , Δl_2 и Δl_3 определяются известными выражениями

$$\Delta l_1 = \frac{Pl_1}{2EF_1}; \Delta l_2 = \frac{Pl_2}{EF_2}; \Delta l_3 = \frac{Pl_3^3}{48EJ} = \frac{4Pl_3^3}{3E\pi d_3^4}, \quad (6)$$

где E — модуль упругости стали.

Подставив (6) в (5), а затем в (3), получаем конечное аналитическое выражение для расчета погонной жесткости разборной цепи:

$$E_{\text{ц}} F = \frac{6E\pi d_3^4 F_1 F_2}{3\pi d_3^4 F_2 l_1 K_1 + 12\pi d_3^4 F_1 l_2 K_2 + 8l_3^3 F_1 F_2 K_3}. \quad (7)$$

Здесь F_1 и F_2 — площади поперечного сечения наружной и внутренней пластин; l_1 и l_2 — их длины; d_3 и l_3 — диаметр и длина оси цепи; $l = l_1 + l_2$ — длина растягиваемого участка цепи.

Поправочные коэффициенты определялись расчетным путем как отношение деформации соответствующих элементов цепи, найденной расчетом методом конечных элементов, к деформации, найденной по соотношениям (6). Для разборных цепей типа P2 средние значения коэффициентов составляют $K_1 = 1,31$; $K_2 = 2,93$; $K_3 = 2,35$ (независимо от типоразмера).

Обобщив результаты расчетов обобщенного модуля упругости разборных цепей (табл. 1), можно сделать вывод о том, что метод использования конечно-элементной модели в условиях дефицита экспериментальных данных наиболее приемлем. Данные этих расчетов близки к натурным измерениям для цепей с притертыми шарнирами. Использование аналитической зависимости с введенными поправочными коэффициентами, которые должны быть предварительно определены, могут быть пригодны для оценки жесткостей новых цепей.

Интенсивность процесса затухания упругих волн в системе, описываемой уравнением (2), определяется коэффициентом вязкости η [8].

Точное описание явлений, вызывающих поглощение энергии в тяговом элементе, опирается на ряд известных гипотез об их физическом происхождении [9] и представляет определенную сложность для использования в моделях. Вязкое сопротивление, введенное в модель (2), только упрощенно описывает эти явления, при этом необходимым условием выступает энергетическая эквивалентность его действия.

Мерой эквивалентности служат параметры, определяющие уровень поглощаемой энергии в рассматриваемой системе: коэффициент поглощения ψ или логарифмический декремент γ [10].

Известно, что коэффициент поглощения определяется как отношение энергии, рассеиваемой за один период гармонического колебания (ΔW), к максимальной упругой энергии (W): $\psi = \Delta W/W$. Из теории колебаний известна связь логарифмического декремента γ с коэффициентом поглощения ψ , определяемая как $\psi = 1 - e^{-2\gamma}$. Для малых колебаний можно принять $\psi = 2\gamma$.

Стендовые исследования разборных цепей типа P2 с шагом 100 и 160 мм позволили определить их коэффициенты поглощения статическим методом [13]. Для этого по экспериментальным зависимостям между удлинением цепей Δl и прикладываемой растягивающей нагрузкой P при последовательном нагружении и разгрузке (рис. 3) были подсчитаны площади петли гистерезиса ΔW и максимальная упругая энергия за цикл деформации W .

Таблица 1

Результаты определения погонной жесткости разборных цепей различными методами

Метод определения жесткости	Значения жесткости, Н/м			
	P2–100–160	P2–100–220	P2–160–260	P2–160–400
Аналитическая зависимость (7)	12040499	15160448	20247025	41049482
Расчет по конечно-элементной модели	16230247	16134614	30875915	50475614
По результатам стендовых испытаний	—	14273860	24126111 (новая цепь) 35561001 (цепь с притертыми шарнирами)	—

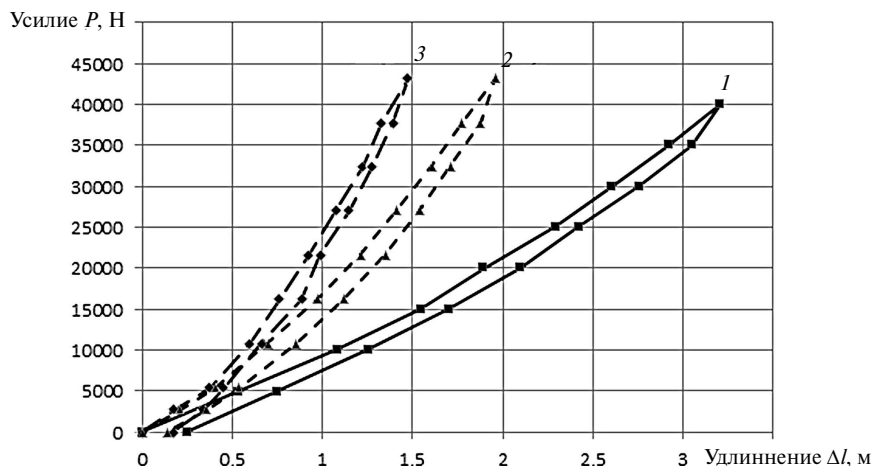


Рис. 3. Зависимости удлинения Δl , м, цепей от растягивающего усилия P , Н

Эти данные позволяют вычислить статический коэффициент поглощения $\psi_{ст}$. Для получения коэффициента поглощения, соответствующего тому, который мог быть получен при динамических испытаниях цепей (ψ_d), воспользуемся зависимостью [6]

$$\psi_d = 1 - \left(\frac{1 - 0,25\psi_{ст}}{1 + 0,25\psi_{ст}} \right)^2.$$

Результаты вычислений сведены в табл. 2.

Таблица 2

Величины коэффициентов поглощения

Вид цепи	$\psi_{ст}$	ψ_d
Новая цепь с шагом $t = 100$ мм	0,242	0,215
Притертая цепь с шагом $t = 160$ мм	0,284	0,247
Новая цепь с шагом $t = 160$ мм	0,324	0,277

Имея значения коэффициентов поглощения для цепей различных типоразмеров, можно ставить вопрос об определении соответствующих коэффициентов вязкости η .

В главе 6 книги [6] автор приводит несколько формул, полученных на базе теории колебаний, для определения коэффициента сопротивления b применительно к дискретным моделям конвейеров. Он делает вывод о необходимости использовать при построении моделей, соотношение

$$b = \frac{\lambda\psi}{2\pi} m, \tag{8}$$

которое, по его расчетам, дает постоянные значения коэффициента независимо от частоты, амплитуды колебаний и параметров модели, зависящих от ее дискретности.

Там же приведена и другая формула, учитывающая влияние частоты вынужденных колебаний на величину поглощаемой энергии при вязком характере сопротивлений:

$$b = \frac{c\psi}{2\pi\omega}, \tag{9}$$

где c — коэффициент жесткости упругой связи; ω — угловая частота вынужденных колебаний.

В случае описания конвейера моделью с распределенными параметрами (2) связь между коэффициентом вязкости и сопротивления выражается соотношением $b = \eta F/\Delta x$, где Δx — расстояние между двумя массами в дискретной модели. Подставляя это соотношение в (9) и учитывая то, что $c = E_{ц}F/\Delta x$ и что следует, как в случае с жесткостью цепей, определять не сам коэффициент вязкости, а его произведение на площадь поперечного сечения цепи F , которое назовем обобщенным коэффициентом вязкости, получим

$$\eta F = \frac{E_{ц}F\psi}{2\pi\omega}. \tag{10}$$

Таким образом, использование формулы (10) для определения коэффициента вязкости должно обеспечить независимость уровня поглощения энергии от амплитуды колебаний и различных частот возмущений.

Для подтверждения этих свойств был проведен ряд численных экспериментов по определению поглощаемой доли полной энергии, которая состоит из суммы кинетической и потенциальной энергий элементов модели тягового органа конвейера, вычисляемых после решения уравнения (2).

Экспериментальная модель представляла собой контур конвейера с длиной цепи $L = 1000$ м, обобщенный модуль упругости $E_{\text{ц}}F = 190 \cdot 10^6$ Н/м. Цепь — пластинчатая с шагом 0,2 м. Скорость движения конвейера принимала значения 0,33; 0,521; 0,75; 1,0 м/с, что соответствует величинам угловых частот возмущений, равным 10,3; 16,3; 23,5; 31,3 рад/с при числе зубьев приводной звездочки 25.

Уравнение (2) решалось численно методом конечных разностей, построенным по неявной схеме. Величина полной энергии тягового органа в момент времени t определялась соотношением $W^t = \Pi^t + E^t$.

Величины потенциальной и кинетической энергий:

$$\Pi^t = \frac{E_{\text{ц}}F}{2\Delta x} \sum_{i=0}^{n-1} (U_{i+1}^t - U_i^t)^2;$$

$$E^t = \frac{m_i \Delta x}{2\Delta t^2} \sum_{i=0}^{n-1} (U_i^{t+1} - U_i^{t-1} + U_{i+1}^{t+1} - U_{i+1}^{t-1})^2,$$

где U_i^t — результаты решения уравнения (2) для i -го узла в момент времени t ; n — количество узлов разбиения тягового органа; m_i — масса элемента тягового органа длиной Δx ; Δx , Δt — дискретность системы соответственно по координате и времени.

Первый эксперимент имел своей целью показать зависимость уровня поглощаемой системой энергии от частоты возмущающих воздействий. При этом обобщенный коэффициент вязкости ηF принимал значения 0, 1000, 5000, 10000, 30000, 50000, 75000, 125000, 250000, 350000, 400000.

Для этого определялись величины полной энергии системы за время одного периода возмущения при каждом значении обобщенного коэффициента вязкости (рис. 4, а), а коэффициент поглощения вычислялся по зависимости

$$\Psi = \frac{\Delta W}{W_{\eta F=0}} = \frac{W_{\eta F=0} - W_{\eta F>0}}{W_{\eta F=0}}. \quad (11)$$

Результаты этого исследования представлены на графике рис. 4, б, где четко наблюдается рост величины поглощаемой энергии с ростом как обобщенного коэффициента вязкости, так и угловой частоты возмущения. Это говорит о том, что принимать постоянное значение коэффициента вязкости в моделях одинаковых конвейеров, но отличающихся лишь частотой возмущений, как предложено в [11], недопустимо.

Нужно отметить, что графики рис. 4, б также отражают результаты экспериментов при значениях числа зубьев приводной звездочки, равных 20 и 17. Уменьшение числа зубьев практически не изменило окружные частоты возмущений при соответствующих скоростях движения моделей конвейеров, но значительно увеличивало амплитуды возмущений и величины энергий, вносимых в систему. Однако результаты расчета коэффициентов поглощения остались прежними, что

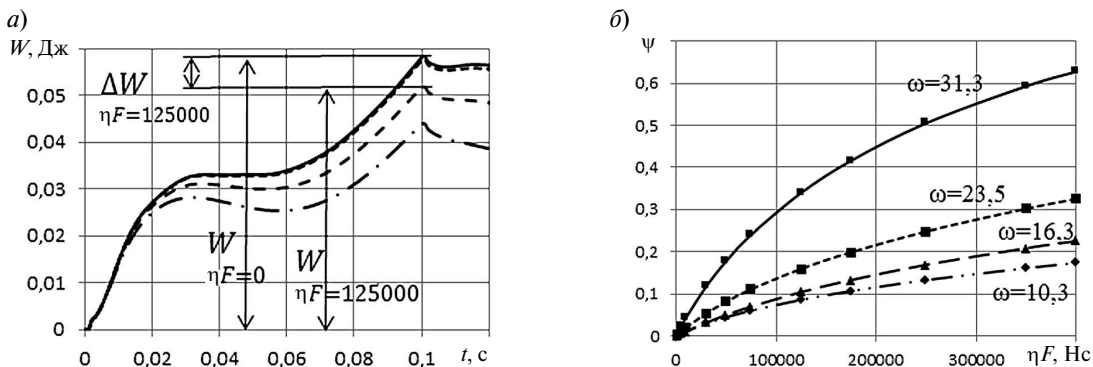


Рис. 4. Графики результатов первого численного эксперимента:

а — изменение полной энергии системы тягового органа цепного конвейера в течение одного периода возмущений (— — $\eta F = 0$; ---- — $\eta F = 10000$; - · - · — $\eta F = 125000$; · · · · — $\eta F = 400000$); б — расчетные значения коэффициента поглощения Ψ при заданных значениях обобщенного коэффициента вязкости ηF

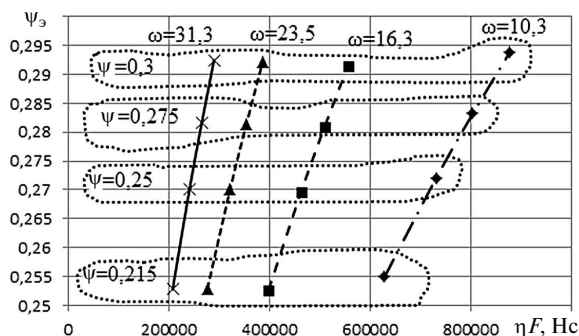


Рис. 5. График зависимости численно полученных значений коэффициента поглощения ψ_3 при введенных в модель коэффициентах обобщенной вязкости ηF , рассчитанных по соотношению (10)

свидетельствует о нечувствительности величины поглощаемой энергии к значениям амплитуд колебаний моделей.

При проведении второго эксперимента величины обобщенного коэффициента вязкости определялись по формуле (10) при заранее определенных коэффициентах поглощения ψ , равных соответственно 0,3; 0,275; 0,25; 0,215. Величина экспериментального коэффициента поглощения ψ_3 также определялась зависимостью (11).

Результаты, представленные на рис. 5, свидетельствуют о том, что использование соотношения (10) для определения величины обобщенного коэффициента вязкости для моделей цепных конвейеров позволяет получить уровень сопротивлений, близкий к заданному значению.

Конечно, реально вычисленный коэффициент поглощения может отличаться от заданного. Так, например, при заданном $\psi = 0,215$ отличие экспериментального коэффициента ψ_3 составляет порядка 18,6 %. Однако, близость расчет-

ных значений ψ_3 между собой при различных частотах возмущения (что на графиках показано пунктирной линией, объединяющей точки различных линий с заданным значением коэффициента ψ) говорит о правомерности использования предложенной зависимости.

Основные выводы

Численные значения параметров, используемых при расчетах машин и их узлов, — неотъемлемая часть расчетных моделей, они непосредственно влияют на адекватность получаемых результатов. В случае моделирования колебательных процессов в тяговом органе цепных конвейеров такими параметрами являются жесткость цепи и коэффициент вязкого сопротивления.

Как было отмечено ранее, наиболее точного определения этих параметров можно добиться путем проведения натуральных экспериментов. Однако в современных условиях этот способ достаточно дорог и трудозатратен.

Предложенные способы определения коэффициента жесткости — чисто расчетные, но позволяют получить значения требуемого параметра в пределах 10 %-й погрешности.

Соотношение для определения коэффициента обобщенной вязкости включает в себя угловую скорость возмущающих воздействий и введено в модель как значительное упрощение реальных физических явлений поглощения энергии. Однако при исследовании и расчетах нагрузок в цепных конвейерах этого достаточно, чтобы внести в модель уровень сопротивлений распространению упругих волн, близкий к реально полученным при стендовых испытаниях цепей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смирнов В.Н., Мазо Б.И. Некоторые критерии по выбору транспортирующих устройств в условиях автоматизированного производства // Материалы семинара: Современное подъемно-транспортное оборудование. ЛДНТП, 1990. С. 27–31.
2. Орлов И.В. Основные направления механизации и автоматизации в автомобильной промышленности // Механизация и автоматизация производства. 1976. №7. С. 4–7.
3. Пертен Ю.А. Теоретические основы конвейеров с тяговыми элементами. Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1981. 275 с.
4. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. 487 с.
5. Долголенко А.А. Динамические усилия в замкнутых тяговых органах подъемно-транспортных машин // Сб.: Новая подъемно-транспортная техника. №14. М.: Машгиз, 1949. С. 169–181.
6. Смирнов В.Н. Подвесные конвейеры. Теория расчета, прогнозирование тенденций развития. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2006. 267 с.
7. Смирнов В.Н., Никитин С.В. Логистическая модель исследований волновых процессов в тяговом

органе конвейера // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. №3(106). С. 78–85.

8. **Штокман И.Г.** Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров. М.: Углетехиздат, 1959. 290 с.

9. **Сорокин Е.С.** К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. М.: Госстройиздат, 1960. 215 с.

10. **Пановко Я.Г.** Основы прикладной теории ко-

лебаний и удара. Изд. 3-е, доп. и переработ. Л.: Машиностроение, 1976. 320 с.

11. **Смирнов В.Н., Маланин Д.О.** Определение сил внутреннего трения в узлах и механизмах подвесных толкающих конвейеров // Известия Тульского государственного университета. Серия: Подъемно-транспортные машины. Вып. 2. Тула: Изд-во ТулГУ, 2001. С. 94–100.

REFERENCES

1. **Smirnov V.N., Mazo B.I.** Nekotoryye kriterii po vyboru transportiruyushchikh ustroystv v usloviyakh avtomatizirovannogo proizvodstva. *Materialy seminara: Sovremennoye pod'yemno-transportnoye oborudovaniye*. LDNTP, 1990. S. 27–31. (rus.)

2. **Orlov I.V.** Osnovnyye napravleniya mekhanizatsii i avtomatizatsii v avtomobilnoy promyshlennosti. *Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya proizvodstva*. 1976. №7. S. 4–7. (rus.)

3. **Perten Yu.A.** Teoreticheskiye osnovy konveyerov s tyagovymi elementami. L.: Izd-vo Leningradskogo universiteta, 1981. 275 s. (rus.)

4. **Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K.** Transportiruyushchiye mashiny. M.: Mashinostroyeniye, 1983. 487 s. (rus.)

5. **Dolgolenko A.A.** Dinamicheskiye usiliya v zamknutykh tyagovykh organakh pod'yemno-transportnykh mashin // *Sbornik: Novaya pod'yemno-transportnaya tekhnika*. №14. M.: Mashgiz, 1949. S. 169–181. (rus.)

6. **Smirnov V.N.** Podvesnyye konveyery. Teoriya ra-

scheta, prognozirovaniye tendentsiy razvitiya. SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2006. 267 s. (rus.)

7. **Smirnov V.N., Nikitin S.V.** Logistic model of the discovering of wave process lain in pulling elements of the conveyor. *St. Petersburg State Polytechnical University Journal*. 2010, №3(106). P. 78–85. (rus.)

8. **Shtokman I.G.** Dinamika tyagovykh tsepey rudnichnykh konveyerov. M.: Ugletekhizdat, 1959. 290 s. (rus.)

9. **Sorokin Ye.S.** K teorii vnutrennego treniya pri kolebaniyakh uprugikh system. M.: Gosstroyizdat, 1960. 215 s. (rus.)

10. **Panovko Ya.G.** Osnovy prikladnoy teorii kolebaniy i udara. Izd. 3-ye, dop. i pererabot. L.: Mashinostroyeniye, 1976. 320 s. (rus.)

11. **Smirnov V.N., Malanin D.O.** Opredeleniye sil vnutrennego treniya v uzlakh i mekhanizмах podvesnykh tolkayushchikh konveyerov. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Pod'yemno-transportnyye mashiny*. Vyp. 2. Tula: Izd-vo TulGU, 2001. S. 94–100. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

НИКИТИН Сергей Васильевич — кандидат технических наук ассистент кафедры транспортных и технологических систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, Россия; e-mail: sergey_nikj@mail.ru

AUTHOR

NIKITIN Sergey V. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnicheskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: sergey_nikj@mail.ru