

УДК 620.178.311.4

DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-45-51

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ ПЛАСТИН ЗВЕНЬЕВ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ

А. П. Фот, доктор технических наук, профессор, Оренбургский государственный университет, Оренбург, Россия

Ю. В. Турыгин, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Статья посвящена вопросам проектирования цепных передач с роликовыми цепями, нашедших широкое применение в современном машиностроении (в приводах различных машин: транспортирующие и транспортные машины, сельскохозяйственная техника, буровое оборудование и др.), а именно определению параметров пластин внутренних звеньев приводных роликовых цепей.

Авторами излагаются основные положения методики расчета долговечности пластин трех типов (традиционной формы по действующим стандартам и двух предлагаемых авторами новых форм (модифицированных пластин) с измененной геометрией, обеспечивающей снижение концентрации напряжений и повышение долговечности пластин). Приводятся зависимости для геометрического расчета пластин описываемых форм, позволяющие определить все размеры пластин от основного параметра приводной роликовой цепи – ее шага, определяемого действующими стандартами и техническими условиями на изготовление цепей. Указанные зависимости получены на основе обработки данных размеров цепей с шагом от 12,7 до 63,5 мм по ГОСТ 13568–97 (ИСО 606–94) «Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия». Предложены также оригинальные зависимости для нахождения площади пластин различной формы, для расчета числа циклов до разрушения пластин в зависимости от уровня напряжений в сечениях пластин и корректирующего коэффициента для расчета долговечности с учетом фактических размеров пластин конкретного завода-изготовителя.

Методика расчета положена в основу алгоритма программы для ЭВМ, позволяющей существенно сократить время на оценку вариантов пластин при проектировании цепи и принятии решения о выборе конструкции и размеров пластин.

Ключевые слова: цепь приводная, пластина, звено, долговечность, алгоритм расчета.

Введение

Цепные передачи нашли широкое применение в приводах различных машин (транспортирующие и транспортные машины, сельскохозяйственная техника, буровое оборудование и др.). В большинстве случаев надежная работа цепных передач обеспечивается в случае использования высококачественных приводных пластинчатых цепей (роликовых, втулочных и зубчатых). Повышение скоростей и нагрузок в цепных передачах и расширение области применения цепного привода в высокопроизводительных машинах и агрегатах требуют соответствующего повышения усталостной прочности элементов цепей, причем наиболее подверженными усталостному разрушению в цепях являются пластины внутренних звеньев цепи, у которых в области отверстий под втулки звена наблюдается высокий уровень концентрации напряжений [1–4]. Одним из направлений совершенствования цепных передач является повышение работоспособности приводных роликовых цепей за счет конструктивных изменений пластин звеньев цепей, изменения их фор-

мы и обеспечения оптимального соотношения размеров. В работах авторов [5, 6] с использованием метода конечных элементов [7] приведены результаты оценки напряженно-деформированного состояния пластин различной модификации звеньев приводных роликовых цепей как с параметрами по стандартам (ГОСТ 13568–75. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия; ГОСТ 21834–87. Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности. Технические условия) и условиям завода-изготовителя (ТУ 4173-001-25258449–2001. Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности), так и специальной формы (Цепи высокого качества: каталог фирмы Rexnord Kette GmbH [Электронный ресурс]. URL: <http://www.inhydro.ru/docs/InHydro.Chains.pdf>).

Цель исследования – сокращение времени оценки вариантов пластин звеньев при проектировании приводных роликовых цепей по критерию долговечности и принятия обоснованного решения о выборе конструкции и размеров пластин.

Теоретические предпосылки к постановке задачи

В настоящее время используются различные критерии и рекомендации для выбора цепей (например, по разрушающей нагрузке [8] либо по нагрузочной способности [9]), причем выбор оптимального варианта связан с большим объемом трудоемких вычислений, которые целесообразно выполнять с использованием ЭВМ. Имеются работы [10] и ряд программных средств для оптимизации геометрических размеров пластин (например, программы: «Поиск рациональных размеров пластины звена роликовой приводной цепи по заданному критерию оптимальности (РПРЦ)», г.р. № 2014619357, РФ; «Расчет геометрических характеристик и массы пластины звена приводной роликовой цепи (Plastina_MG)», г.р. № 2014614849, РФ; «Определение разрушающих нагрузок пластины звена приводной роликовой цепи (РНПЦ)», г.р. № 20156611320, РФ).

С учетом результатов проведенных исследований предложены новые формы пластин цепей (патенты: RU № 2550788 «Пластина звена приводной роликовой или втулочной цепи»; RU № 2581998 «Пластина звена приводной роликовой цепи») и методика прогнозирования долговечности пластин внутренних звеньев приводных роликовых цепей, а также программа автоматизированного расчета долговечности пластин с удобным интерфейсом для персонального компьютера на рабочем месте инженера-конструктора. Методика прогнозирования долговечности и программа разработаны с учетом результатов исследований, приведенных в работах отечественных ученых [11] и в работах зарубежных авторов [12–15 и др.]. В программе автоматизированного расчета определяются параметры трех типов (0, I и II) пластин внутренних звеньев приводных роликовых цепей (рисунков а–в).

Размеры немодифицированных пластин цепей (пластин внутренних звеньев стандартных цепей, тип 0 на рисунке а) зависят от шага t цепи и определяются по соотношениям табл. 1.

Модификация пластин (рисунков б, в) заключается в изменении контура боковых граней – выполнению их с прямолинейными участками размером Δ , причем значение Δ ограничивается условием – высота проушины R не может принимать значения более половины шага t цепи:

$$R \leq 0,5t. \quad (1)$$

Учитывая соотношения размеров R проушины и уплощений Δ на рисунке б, в и формулы

табл. 1, получим для типов пластин I и II соответственно:

$$\Delta_I \leq 0,5(t-b); \quad (2)$$

$$\Delta_{II} \leq (t^2 - b^2)^{0,5}. \quad (3)$$

Таким образом, все геометрические размеры пластин внутренних звеньев цепи могут быть найдены по заданному шагу t цепи по зависимостям табл. 2 (использованы фактические размеры для цепей по ГОСТ 13568–75, табл. 3).

Алгоритм решения

Определение долговечности N пластин трех типов производится по следующим формулам:

$$N_0 = 1,2158 \cdot \frac{10^{10}}{(0,034512\sigma^{1,0168} t^{0,2515})^m}; \quad (4)$$

$$N_I = (1,101951t^{-0,0167})^m N_0; \quad (5)$$

$$N_{II} = (1,204355t^{-0,0287})^m N_0, \quad (6)$$

где t – шаг цепи, мм; σ – значение напряжения растяжения в пластине цепи от рабочей нагрузки цепи в сечении по оси отверстия пластины с учетом коэффициента концентрации напряжений, МПа (≤ 500 МПа); m – показатель степени, равный 2,8555; 2,7754; 2,7117 и 2,6140 для шагов цепей 12,7; 15,875; 19,05 и 25,4 мм соответственно (для цепей другого шага $m = 3,9484t^{-0,1275}$).

Как правило, размеры пластин цепей заводов-изготовителей отличаются от размеров, полученных по формулам табл. 2, в связи с чем меняется теоретическая картина напряженно-деформированного состояния пластин и значения долговечности, найденные по формулам (4)–(6): необходимо умножить на поправочный коэффициент $K_{\text{изг}}$, найденный по формуле

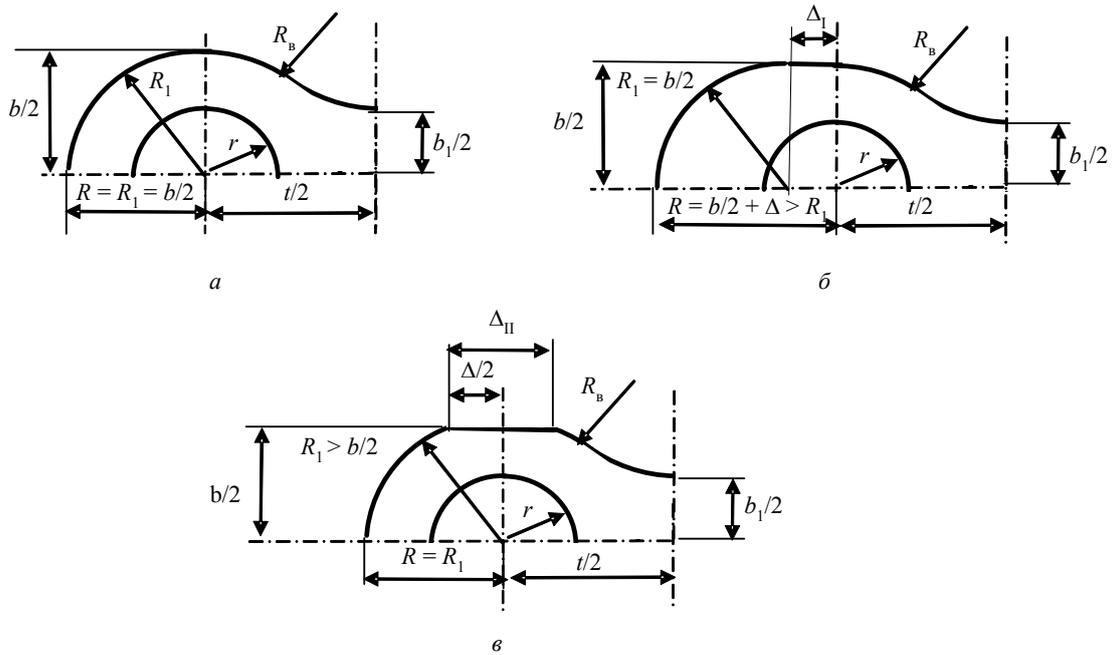
$$K_{\text{изг}} = \left[\frac{24,2131(b-d_{\text{вт}})s}{t^{2,1293}} \right]^n, \quad (7)$$

где b , $d_{\text{вт}}$ и s – принятые в ходе расчета значения наибольшей ширины пластины, диаметра отверстия в пластине и толщины пластины соответственно; $n = 4,0147t^{-0,1275}$ – показатель степени, зависящий от значения шага t цепи.

Используя размеры пластин цепи, можно найти их массу $M_{\text{п}}$ по формуле

$$M_{\text{п}} = A_{\text{п}}s\gamma, \quad (8)$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь пластины, мм²; s – толщина пластины, мм; γ – плотность материала (принято для стали $\gamma = 0,00785$ Г/мм³).



Пластина внутреннего звена: *a* – тип 0 (без уплощения); *б* – тип I (с увеличенной высотой R проушины и асимметричным относительно оси отверстия в пластине уплощением $\Delta_I \leq 0,5(t - b)$; *в* – тип II (с увеличенной высотой R проушины с симметричным относительно оси отверстия в пластине уплощением $\Delta_{II} \leq (t^2 - b^2)^{0,5}$ и увеличенным радиусом R_1 закругления проушины, $R_1 = \left[(b/2)^2 + (\Delta_{II}/2)^2 \right]^{0,5}$, t – шаг цепи; b – наибольшая ширина пластины; r – радиус отверстия в пластине, $r = d_{вт}/2$ ($d_{вт}$ – диаметр отверстия); R – высота проушины; R_b – радиус округления центральной части пластины, $R_b = (t^2 + b_1^2 - 4R_1^2)/(8R_1 - 4b_1)$; b_1 – минимальная ширина пластины типа восьмерка, $b_1 = 0,78t^{0,9763}$

A plate of an internal link: *a* - type 0 (without flattening); *б* - type I (with increased height R of eyelets and flattening $\Delta_I \leq 0.5(t - b)$ asymmetrical with respect to the axis of the hole in the plate; *в* - type II (with increased height R of eyes with flattening symmetrical with respect to the axis of the hole in the plate $\Delta_{II} \leq (t^2 - b^2)^{0.5}$ and an increased radius R_1 of the rounding of the eye, $R_1 = \left[(b/2)^2 + (\Delta_{II}/2)^2 \right]^{0.5}$; t - chain pitch; b is the greatest width of the plate; r - radius of the hole in the plate, $r = d_w/2$ (d_w is the diameter of the hole); R - height of the eye; R_b - radius of rounding of the central part of the plate, $R_b = (t^2 + b_1^2 - 4R_1^2)/(8R_1 - 4b_1)$; b_1 - the minimum width of a plate of the type "eight", $b_1 = 0.78t^{0.9763}$

Таблица 1. Основные размеры пластин приводных роликовых цепей

Table 1. The main dimensions of the plates drive roller chains

Наибольшая ширина пластины внутреннего звена, b	Наименьшая ширина пластины внутреннего звена, b_1	Толщина пластины, s	Диаметр отверстия в пластине внутреннего звена, $d_{вт}$
$0,8842t^{1,0198}$	$0,78t^{0,9763}$	$0,126t$	$0,6015t^{0,9068}$

Таблица 2. Размеры пластин, определяемые через шаг t цепи

Table 2. Dimensions of plates defined by the step t of the chain

Расчетный параметр	Тип пластины и формулы		
	0 (рисунок <i>a</i>)	I (рисунок <i>б</i>)	II (рисунок <i>в</i>)
Наибольшая ширина пластины внутреннего звена, b	$0,8842t^{1,0198}$	$0,8842t^{1,0198}$	$0,8842t^{1,0198}$
Наименьшая ширина пластины внутреннего звена, b_1	$0,78t^{0,9763}$	$0,78t^{0,9763}$	$0,78t^{0,9763}$
Толщина пластины, s	$0,126t$	$0,126t$	$0,126t$
Диаметр отверстия в пластине внутреннего звена, $d_{вт}$	$0,6015t^{0,9068}$	$0,6015t^{0,9068}$	$0,6015t^{0,9068}$

Окончание табл. 2

Расчетный параметр	Тип пластины и формулы		
	0 (рисунок а)	I (рисунок б)	II (рисунок в)
Размер уплощения на грани пластины (максимальный), Δ	0	$\Delta_I = 0,5(t - b)$	$\Delta_{II} = (t^2 - b^2)^{0,5}$
Радиус закругления проушины (макс), R_1	$b/2$	$b/2$	$0,5t$
Высота проушины (макс), R	$b/2$	$0,5t$	$0,5t$
Радиус округления центральной части пластины, R_b	$(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2)/(8R_1 - 4b_1)$	$(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2)/(8R_1 - 4b_1)$	$(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2)/(8R_1 - 4b_1)$

Таблица 3. Основные параметры цепей и элементов звеньев по ГОСТ 13568–97

Table 3. Basic parameters of chains and elements of units according to GOST 13568-97

Шаг цепи t , мм	Диаметр валика наружного звена $d_{вал}$, мм	Диаметр втулки внутреннего звена $d_{вт}$, мм	Диаметр ролика шарнира цепи $d_{рол}$, мм	Ширина пластины внутреннего звена b , мм	Ширина пластины внутреннего звена b_1 , мм	Толщина пластины s , мм	Параметры цепи	
							Разрушающая нагрузка цепи F_p , кН, не менее	Масса 1 м цепи q , кг
12,7	4,54	6,29	8,51	11,80	9,35	1,60	18,20	0,65
15,875	5,08	7,06	10,16	14,80	11,60	2,00	23,00	0,80
19,05	5,96	8,44	11,91	18,20	13,90	2,40	31,80	1,90
25,4	7,95	11,67	15,88	24,20	18,35	3,20	65,00	2,60
31,75	9,55	13,84	19,05	30,20	22,85	4,00	89,00	3,80
38,1	11,1	16,32	22,23	36,20	27,30	4,80	127,00	5,50
44,45	12,7	18,77	25,4	42,40	31,70	5,60	172,40	7,50
50,8	14,29	21,20	28,58	48,30	36,10	6,40	227,00	9,70
63,5	19,84	25,94	39,67	60,40	44,90	8,00	354,00	16,00

Для определения площади пластин $A_{п}$, мм², предлагаются формулы (9)–(11) в зависимости от выбранного типа пластины с принятыми зна-

чениями размеров (параметр b_1 может быть близким к параметру b , но всегда $b_1 < b$).

Тип 0:

$$\begin{aligned}
 A_{n0} = & (\pi R_1^2 / 90) \left(180 - \arctg \left\{ \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (4R_1 - 2b_1) + b_1 \right] / t \right\} \right) + \\
 & + t \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (8R_1 - 4b_1) + 0,5b_1 \right] - \left\{ \pi \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (8R_1 - 4b_1) \right]^2 / 90 \right\} \times \\
 & \times \left(90 - \arctg \left\{ \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (4R_1 - 2b_1) + b_1 \right] / t \right\} \right) - \pi d_{вт}^2 / 2,
 \end{aligned} \quad (9)$$

где $R_1 = 0,5b$.

Тип I:

$$\begin{aligned}
 A_{пI} = & (\pi R_1^2 / 90) \left(180 - \arctg \left\{ \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (4R_1 - 2b_1) + b_1 \right] / t \right\} \right) + \\
 & + t \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (8R_1 - 4b_1) + 0,5b_1 \right] - \left\{ \pi \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (8R_1 - 4b_1) \right]^2 / 90 \right\} \times \\
 & \times \left(90 - \arctg \left\{ \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (4R_1 - 2b_1) + b_1 \right] / t \right\} \right) - \pi d_{вт}^2 / 2 + 2\Delta_I b,
 \end{aligned} \quad (10)$$

где $R_1 = 0,5b$; $\Delta_I = 0,5(t - b)$.

Тип II:

$$A_{\text{II}} = (\pi R_1^2 / 90) \left(180 - \arctg \left\{ \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (4R_1 - 2b_1) + b_1 \right] / t \right\} \right) + \\ + t \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (8R_1 - 4b_1) + 0,5b_1 \right] - \left\{ \pi \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (8R_1 - 4b_1) \right]^2 / 90 \right\} \times \\ \times \left(90 - \arctg \left\{ \left[(t^2 + b_1^2 - 4R_1^2) / (4R_1 - 2b_1) + b_1 \right] / t \right\} \right) - \\ - \pi d_{\text{BT}}^2 / 2 - \left\{ (\pi t^2 / 180) \cdot \arctg(\Delta_{\text{II}} / b) - 0,5t \cdot \sin[2 \arctg(\Delta_{\text{II}} / b)] \right\}, \quad (11)$$

где $R_1 = 0,5t$; $\Delta_{\text{II}} = (t^2 - b^2)^{0,5}$.

Помимо расчета долговечности N_n пластины (количество циклов до разрушения) программа определяет относительную долговечность $N_{\text{п.отн}}$, циклов/Г, по формуле

$$N_{\text{п.отн}} = \frac{N_n}{M_n} \quad (12)$$

и рекомендуемое значение силы растяжения пластины $F_{\text{уст}}$, Н, в эксплуатации из условия ус-

талостной прочности пластин внутренних звеньев по формуле

$$F_{\text{уст}} \leq \left[\sigma \frac{(b - d_{\text{BT}})s}{1,0934t^{0,3496}} \right]. \quad (13)$$

В итоге реализации описанного алгоритма решения на ПЭВМ пользователь-конструктор получает табл. 4.

Таблица 4. Результаты расчета оценочных параметров пластины
Table 4. Results of the calculation of the estimated parameters of the plate

Принятые и расчетные значения оценочных параметров пластины	Значение параметра		
	Тип 0	Тип I	Тип II
Шаг цепи t , мм	25,400	25,400	25,400
Размер наибольшей ширины пластины b , мм	24,200	24,200	24,200
Размер наименьшей ширины пластины b_1 , мм	18,350	18,350	18,350
Толщина пластины s , мм	3,200	3,200	3,200
Уплощение пластины Δ , мм	0,000	0,600	7,715
Диаметр отверстия в пластине d_{BT} , мм	11,670	11,670	11,670
Площадь пластины $A_{\text{п}}$, мм ²	782,124	811,164	836,969
Масса пластины $M_{\text{п}}$, Г	19,647	20,374	21,025
Расчётная долговечность $N_{\text{п}}$, циклов	$1,542 \cdot 10^7$	$1,725 \cdot 10^7$	$1,967 \cdot 10^7$
Относительная долговечность $N_{\text{п.отн}}$, циклов/Г	$0,785 \cdot 10^6$	$0,847 \cdot 10^6$	$0,936 \cdot 10^6$
Рекомендуемое значение силы растяжения пластины в эксплуатации (усталостная нагрузка) $F_{\text{уст}}$, Н	1775,347	1775,347	1775,347

Как следует из данных табл. 4, долговечность всех типов пластин лежит в пределах рекомендуемых значений. Но при сохранении рабочего нагружения цепи долговечность пластин типа I и II выше долговечности стандартной пластины типа 0 на 11,87 и 27,56 % соответственно. Учитывая, что масса модифицированных пластин несколько больше, реальный эффект по относительной долговечности от перехода на модифицированные пластины составит 7,90 и 19,24 % соответственно.

Варьируя размерами пластин (b , b_1 , s и d_{BT}), значениями напряжений σ и типами пластин (0, I, II), выбираемых с учетом имеющегося ассортимента металла и производственных мощностей (например, штампового оборудования), конструктор добивается получения наибольших

значений относительной долговечности $N_{\text{п.отн}}$ и рекомендуемого значения силы растяжения пластины в эксплуатации $F_{\text{уст}}$. Время получения результата при расчете одного варианта сочетания исходных данных не превышает нескольких минут.

Заключение

Выбор параметров пластин с использованием предложенных зависимостей и программы автоматизированного расчета позволяет существенно (в десятки раз) сократить время подбора оптимального варианта пластин внутренних звеньев приводных роликовых цепей стандартного исполнения по критерию долговечности и обосновать эффект перехода на цепи с модифицированными пластинами звеньев.

На примере цепи с шагом 25,4 мм установлено, что при сохранении рабочего нагружения цепи долговечность пластин типа I и II выше долговечности стандартной пластины типа 0 на 11,87 и 27,56 % соответственно. Эффект повышения долговечности от изменения формы пластины на цепях с меньшим шагом выше (например, для цепи с шагом 12,7 мм долговечность пластин типов I и II по сравнению с пластинами типа 0 повышается, соответственно, на 16,89 и 38,08 %).

Показано, что реальный эффект по относительной долговечности от перехода на модифицированные пластины лежит в пределах 10...23 %.

Библиографические ссылки

1. Воробьев Н. В. Цепные передачи : монография. М. : Машиностроение, 1968. 262 с.
2. Глущенко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями : монография. Львов : Изд-во Львовского ун-та, 1964. 226 с.
3. Готовцев А. А., Котенок И. П. Проектирование цепных передач : справочник. – М. : Машиностроение, 1982. 336 с.
4. Ивашков И. И. Пластинчатые цепи. Конструирование и расчет. М. : ГНТИ машиностроительной литературы, 1960. 264 с.
5. Каменев С. В., Лапынина М. Ю., Фот А. П. Модификация пластин звеньев приводных роликовых цепей // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. № 9. С. 193–199.
6. Напряженно-деформированное состояние пластин звеньев приводных роликовых цепей / С. В. Каменев, М. Ю. Лапынина, А. П. Фот, В. И. Чепасов // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. № 1. С. 196–202.
7. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов : пер. с англ. М. : Мир, 1981. 304 с.
8. Фот А. П. Оценка конструктивно-технологического совершенства приводных цепей // Вестник Оренбургского государственного университета. 2012. № 1. С. 197–199.
9. Роликовые цепные передачи общемашиностроительного применения. Расчет нагрузочной способности: рекомендации / А. А. Петрик, И. П. Глущенко, С. А. Метильков [и др.]. Краснодар : КПИ, 1991. 65 с.
10. Каменев С. В., Лапынина М. Ю., Фот А. П. Определение рациональных соотношений размеров пластин звеньев приводных роликовых цепей // Вестник машиностроения. 2015. № 6. С. 43–48.
11. Добровольский Д. С. Разработка критериев и моделирование циклической прочности элементов конструкций // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2018. Т. 21, № 3. С. 20–24.
12. Shoji Noguchi, Kohta Nagasaki, Satoshi Nakayama, Tohru Kanada, Toshiaki Nishino and Takashi Ohtani. [Static Stress Analysis of Link Plate of Roller

Chain using Finite Element Method and Some Design Proposals for Weight Saving]. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, 2009, vol. 3, no. 2, pp. 150-170. DOI: 10.1299/jamdsm.3.159.

13. Jagtap M.D., Gaikwad B.D., Pawar P.M. [Study of Roller Conveyor Chain Strip under Tensile Loading]. *International OPEN ACCESS Journal Of Modern Engineering Research (IJMER)*, 2014, vol. 4, no. 5, p. 66.

14. Maximilian Wagner, Thorsten Koch, Ingo Kuehne and Alexander Frey. [Analysis of Static Stress in a Bicycle Chain Plate]. *Excerpt from the Proceedings of the 2015 COMSOL Conference in Grenoble*.

15. Ivan Yakobus, Djoko Setyanto and Isdaryanto Iskandar. [A New Design of Roller Chain 415]. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2017, vol. 12, no. 14, pp. 4498-4501.

References

1. Vorob'ev N.V. *Tsepnye peredachi* [Chain transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, 262 p. (in Russ.).
2. Glushchenko I.P. *Osnovy proektirovaniya tsepykh peredach s vtulochno-rolikovymi tsepyami* [Basics of design of chain transmissions with sleeve-roller chains]. L'vov, Lviv University Publ., 1964, 226 p. (in Russ.).
3. Gotovtsev A.A., Kotenok I.P. *Proektirovanie tsepykh peredach* [Design of chain transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982, 336 p. (in Russ.).
4. Ivashkov I.I. *Plastinchatye tsepi. Konstruirovaniye i raschet* [Plate chains. Design and calculation]. Moscow, GNTI mashinostroitel'noi literatury Publ., 1960, 264 p. (in Russ.).
5. Kamenev S.V., Lapynina M.Yu., Fot A.P. [Modification of plates of links of drive roller chains]. *Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, no. 9, pp. 193-199 (in Russ.).
6. Kamenev S.V., Lapynina M.Yu., Fot A.P., Chepasov V.I. [Stress-deformed condition of plates of links of driving roller chains]. *Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, no. 1, pp. 196-202 (in Russ.).
7. Norri D., de Friz Zh. *Vvedenie v metod konechnykh elementov* [Introduction to Finite Element Method]. Moscow, Mir Publ., 1981, 304 p. (in Russ.).
8. Fot A.P. [Estimation of structural and technological excellence of drive circuits]. *Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2012, no. 1, pp 197-199 (in Russ.).
9. Petrik A.A., Glushenko I.P., Metil'kov S.A. *Rolikovyie tsepnye peredachi obshchemashinostroitel'nogo primeneniya. Raschet nagruzochnoi sposobnosti* [Tsepnye transfer roller obshchemashynostroytel'nogo application. Calculation of load capacity]. Krasnodar, Kuban Polytechnic Institute, 1991, 65 p. (in Russ.).
10. Kamenev S.V., Lapynina M.Yu., Fot A.P. [Determination of rational relations of the sizes of plates of the units of driving roller chains]. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2015, no. 6, pp. 43-48 (in Russ.).

11. Dobrovol'skii D.S. [Development of criteria and modeling of cyclic strength of structural elements]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2018, vol. 21, no. 3, pp. 20-24 (in Russ.).

12. Shoji Noguchi, Kohta Nagasaki, Satoshi Nakayama, Tohru Kanada, Toshiaki Nishino and Takashi Ohtani. [Static Stress Analysis of Link Plate of Roller Chain using Finite Element Method and Some Design Proposals for Weight Saving]. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, 2009, vol. 3, no. 2, pp. 150-170. DOI: 10.1299/jamdsm.3.159.

13. Jagtap M.D., Gaikwad B.D., Pawar P.M. [Study of Roller Conveyor Chain Strip under Tensile Loading]. *International OPEN ACCESS Journal Of Modern Engineering Research (IJMER)*, 2014, vol. 4, no. 5, p. 66.

14. Maximilian Wagner, Thorsten Koch, Ingo Kuehne and Alexander Frey. [Analysis of Static Stress in a Bicycle Chain Plate]. *Excerpt from the Proceedings of the 2015 COMSOL Conference in Grenoble*.

15. Ivan Yakobus, Djoko Setyanto and Isdaryanto Iskandar. [A New Design of Roller Chain 415]. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2017, vol. 12, no. 14, pp. 4498-4501.

To Selection of Parameters of Plates of Roller Chains

A.P. Fot, DSc in Engineering, Professor, Orenburg State University, Orenburg, Russia

Yu.V. Turygin, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

The paper is devoted to the design of chain drives with roller chains, which are widely used in modern engineering (in drives of various machines: transporting and transport machines, agricultural machinery, drilling equipment, etc.), specifically, determining the parameters of the plates of internal links of driving roller chains.

The authors set out the main provisions of the method for calculating the longevity of plates of three types (the traditional form according to the current standards and two new forms proposed by the authors (modified plates) with a modified geometry, ensuring a reduction in stress concentration and an increase in the durability of plates). The dependences for the geometrical calculation of the plates of the described forms are given, which allow to determine all the dimensions of the plates from the main parameter of the drive roller chain - its pitch, which is determined by the applicable standards and specifications for the manufacture of chains. The indicated dependences were obtained on the basis of processing the sizes of chains with a pitch from 12.7 mm to 63.5 mm according to GOST 13568-97 (ISO 606-94) "Roller drive and sleeve chains. General technical conditions. Original dependencies are also proposed for finding the area of plates of various shapes, for calculating the number of cycles before the plates fail, depending on the level of stresses in the plate sections and the correction factor for calculating the durability taking into account the actual dimensions of the plates of a particular manufacturer.

The calculation method is the basis of the algorithm of the computer program, which allows to significantly reduce the time for evaluating the plate options when designing a circuit and making a decision on the choice of plate design and dimensions.

Keywords: drive chain, plate, link, durability, calculation algorithm.

Получено 05.02.2019

Образец цитирования

Фот А. П., Турыгин Ю. В. К выбору параметров пластин звеньев роликовых цепей // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22, № 1. С. 45–51. DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-45-51.

For Citation

Fot A.P., Turygin Yu.V. [To selection of parameters of plates of roller chains]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2019, vol. 22, no. 1, pp. 45-51 (in Russ.). DOI 10.22213/2413-1172-2019-1-45-51.