

УДК 681.855.001

UDC 681.855.001

**РАСЧЕТ РОЛИКОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ  
С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ****CALCULATION OF ROLLER CHAIN DRIVE  
WITH INTERNAL TEETH**

Скорюнов Антон Андреевич  
аспирант

Skoryunov Anton Andreevich  
postgraduate student

*Кубанский государственный  
технологический университет, Краснодар, Россия*

*Kuban State Technological University, Krasnodar,  
Russia*

Представлен комплексный расчет цепной передачи с внутренним зацеплением, включающий в себя: расчеты геометрических, силовых и динамических параметров передачи, а также методику изготовления звездочки с внутренними зубьями и модель прогнозирования изнашивания роликовой цепи

We have presented a comprehensive calculation of chain drive with internal teeth, comprising: geometric calculations, power and dynamic parameters of the transmission, as well as a method for fabricating the sprocket with internal teeth and wear prediction model of roller chain

Ключевые слова: ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧА, ВНУТРЕННЕЕ ЦЕПНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ, ЗВЕЗДОЧКА, ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВАЯ ЦЕПЬ, ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНАШИВАНИЯ, НЕФТЕГАЗОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Keywords: CHAIN DRIVE, INTERNAL ENGAGEMENT OF CHAIN, SPROCKET, BUSHING-ROLLER CHAIN, WEAR RATE, OIL AND GAS EQUIPMENT

С развитием машиностроения и промышленности в целом, растут и требования, предъявляемые к механическим передачам, в том числе, и к цепным передачам. В связи с ростом применения цепных передач и совершенствованием технических характеристик машин и механизмов назрела проблема в необходимости разработки новых видов цепных передач, с повышенными техническими и эксплуатационными характеристиками.

На данный момент существует потребность в передачах, которые, во-первых, имели бы малые габариты, во-вторых, позволяли иметь разные направления вращения ведомых звеньев за счет разной обводки цепи звездочек, в-третьих, сохраняли бы при этом все достоинства традиционных цепных передач.

Передачи с гибкой связью с внутренним зацеплением, позволят уменьшить металлоемкость и габариты создаваемых устройств, а в сравнении с применением зубчатых передач, снизить требования к точности монтажа, изготовления элементов передачи к жесткости рам.

Данный вид передач позволяет передавать крутящий момент с ведомого вала на ведущий в широком диапазоне передаточных отношений и межосевых расстояний, в том числе и при межосевых расстояниях близких или равных нулю.

Такие передачи могут применяться в машинах и оборудовании нефтегазовой отрасли, где работа передач связана с загрязнением, большими нагрузками, ограниченными габаритами и прерывистыми режимами работы, а также в транспортном и сельхозмашиностроении, подъемно-транспортных устройствах, полиграфическом оборудовании и других отраслях промышленности. Кроме того эти передачи ремонтпригодны, легко заменить гибкий элемент – цепь, либо изготовить и заменить другой элемент редуктора. Данные цепные передачи при применении в цепных редукторах в разы дешевле зубчатых редукторов тех же параметров, тем самым их изготовление является экономически выгодным.

Анализ научной литературы показывает, что теоретические и экспериментальные исследования цепных передач с внутренним зацеплением (ЦПВЗ) практически отсутствуют: нет обоснований и решений вопросов о выборе профиля зубьев звездочек, геометрии внутреннего цепного зацепления, силового расчета передачи и способа изготовления ее элементов.

Учитывая актуальность внедрения цепных передач с внутренним зацеплением и отсутствие исследований в этой области, необходимо разработать теорию синтеза и анализа ЦПВЗ.

Цепная передача с внутренним зацеплением [1,2,6] состоит из ведущей звездочки 1 с внешними зубьями, ведомой звездочки 2 с внутренними зубьями, приводной роликовой цепи б, направляющих роликов 4, 5 и шины 3, обеспечивающей зацепление цепи б с внутренними зубьями ведомой звездочкой 2 (рис. 1).

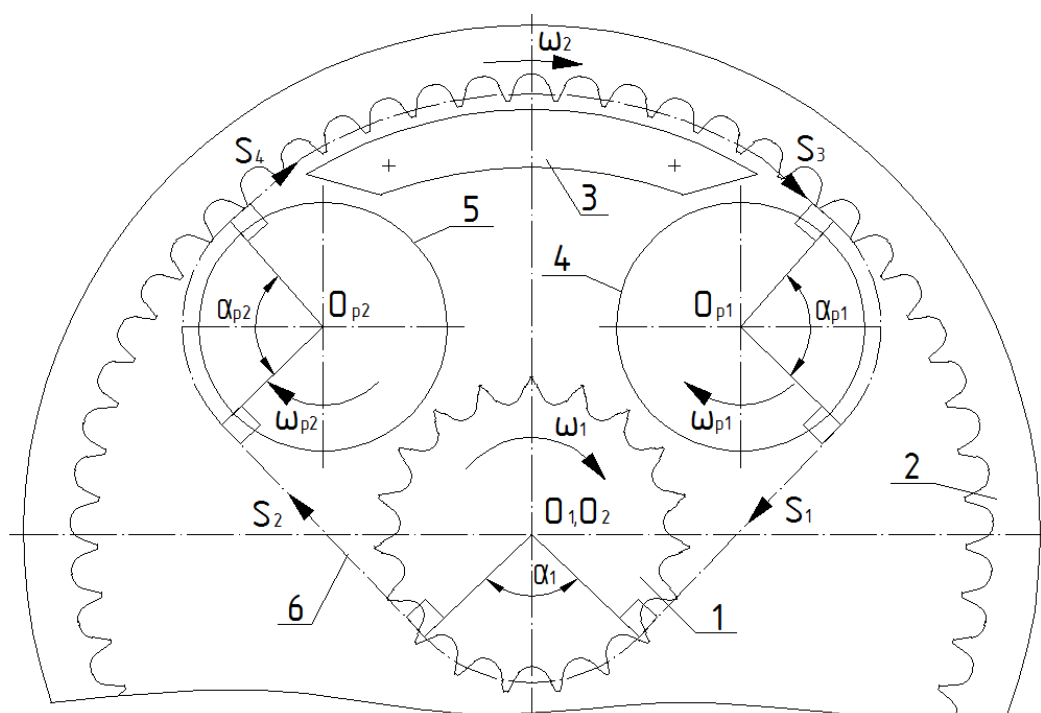


Рисунок 1. Общая схема цепной передачи с внутренним зацеплением (ЦПВЗ). Силы в контуре передачи

Специфичность цепной передачи с внутренним зацеплением состоит в том, что приводная роликовая цепь 6 входит в зацепление как с ведущей звездочкой 1 с внешними зубьями, так и с ведомой звездочкой 2 с внутренними зубьями. Два отклоняющих ролика 4 и 5 ограничивают угол обхвата цепью ведомой звездочки с внутренним зацеплением. Шина 3 поддерживает цепь. Конструкция передачи с внутренним зацеплением образует две ведущие и две ведомые ветви в цепном контуре.

При этом сохраняются достоинства традиционных цепных передач: отсутствие скольжения цепи по зубьям звездочки; малые силы, действующие на валы; высокий КПД.

Учитывая возможные варианты применения передачи и требования к ее геометрическим параметрам, разработаны различные виды конструктивного исполнения передачи с внутренним цепным зацеплением (рис.2.)

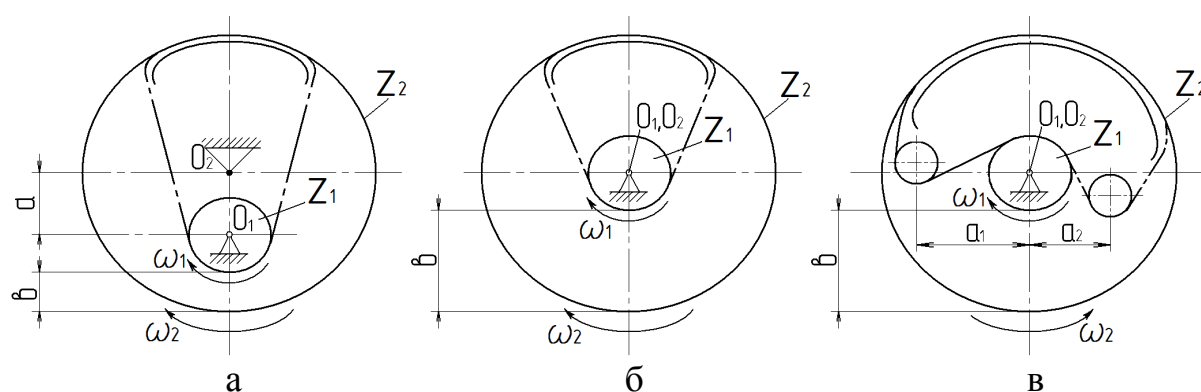


Рисунок 2. Конструктивные варианты исполнения ЦПВЗ

В зависимости от способа обводки цепью звездочек и взаимного расположения ведущей и ведомой звездочек передачи ЦПВЗ могут быть:

- с передаточным отношением  $u > 0$ ; ведущая и ведомая звездочки вращаются в одну сторону (рис. 2, а, б);
- с передаточным отношением  $u < 0$ ; ведущая и ведомая звездочки вращаются в разные стороны (рис. 2, в);
- с межосевым расстоянием  $a = 0$  (рис. 2, б, в);
- с межосевым расстоянием  $a \neq 0$  (рис. 2, а).

Следующей важнейшей задачей проектирования цепных передач с внутренним зацеплением является выбор профиля зуба звездочки с внутренними зубьями и ее изготовление.

Наиболее распространенные профили зубьев звездочек определены стандартами: ГОСТ 591-69 – вогнуто-выпуклый, ГОСТ 592-81 – прямолинейно-выпуклый. Как показывает анализ [7], для звездочек с внутренними зубьями наиболее приемлемы два профиля: прямолинейный и эвольвентный.

Ниже рассмотрим методику изготовления эвольвентной звездочки с внутренними зубьями с эвольвентным профилем зубьев с помощью долбяка. Изготовление ведущей звездочки с внешними зубьями и ведомой

звездочки с внутренними зубьями осуществляется по запатентованной методике [3, 4].

Выбор модуля долбяка осуществляется так же, как и при его расчете для эвольвентных звездочек с внешними зубьями.

Расчеты, проведенные для эвольвентных звездочек с внешними зубьями применительно к приводным роликовым цепям с геометрической характеристикой зацепления  $\lambda = \frac{t}{D} < 2,4$ , показали, что с использованием только радиального смещения ( $x \cdot m$ ), не представляется возможным разместить ролик цепи во впадине звездочки из-за недостаточной ее ширины. Аналогичная картина наблюдается и при нарезании внутренних зубьев звездочки долбяком.

Поэтому необходима тангенциальная коррекция. Для этого на втором этапе нарезания заготовку поворачивают на угол  $\varphi$ , и процесс нарезания повторяется с удалением металла только с одной стороны зубьев, обеспечивая ширину впадины, необходимую для размещения ролика цепи (рис. 3.3, а).

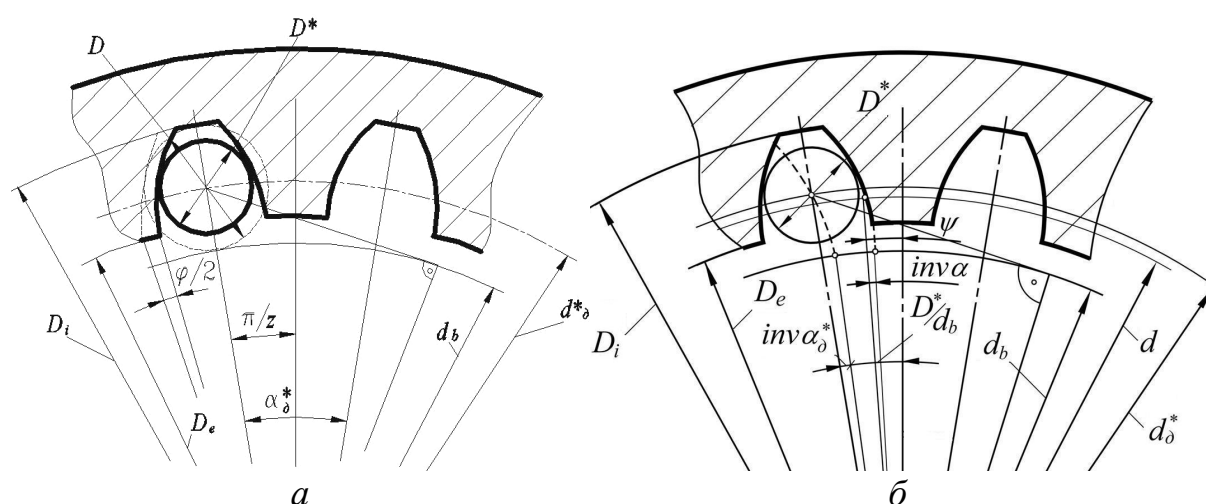


Рисунок 3. К определению параметров тангенциальной коррекции:

*a* – определение угла  $\varphi$ ; *б* – определение условного

диаметра ролика цепи  $D^*$

В целях проверки расчетных зависимостей и моделирования процесса нарезания звездочек цепной передачи с внутренними зубьями на основе математической модели была разработана компьютерная программа [5], состоящая из двух частей: первая (аналитическая) – позволяет производить расчет всех геометрических параметров эвольвентной звездочки по исходным величинам и силовых параметров передачи, вторая (графическая) – моделирует процесс нарезания зубьев.

Графическое моделирование позволяет отображать на экране монитора весь процесс формообразования зубьев эвольвентных звездочек с внутренними зубьями и получать изображение их профилей в необходимом масштабе (рис. 4).

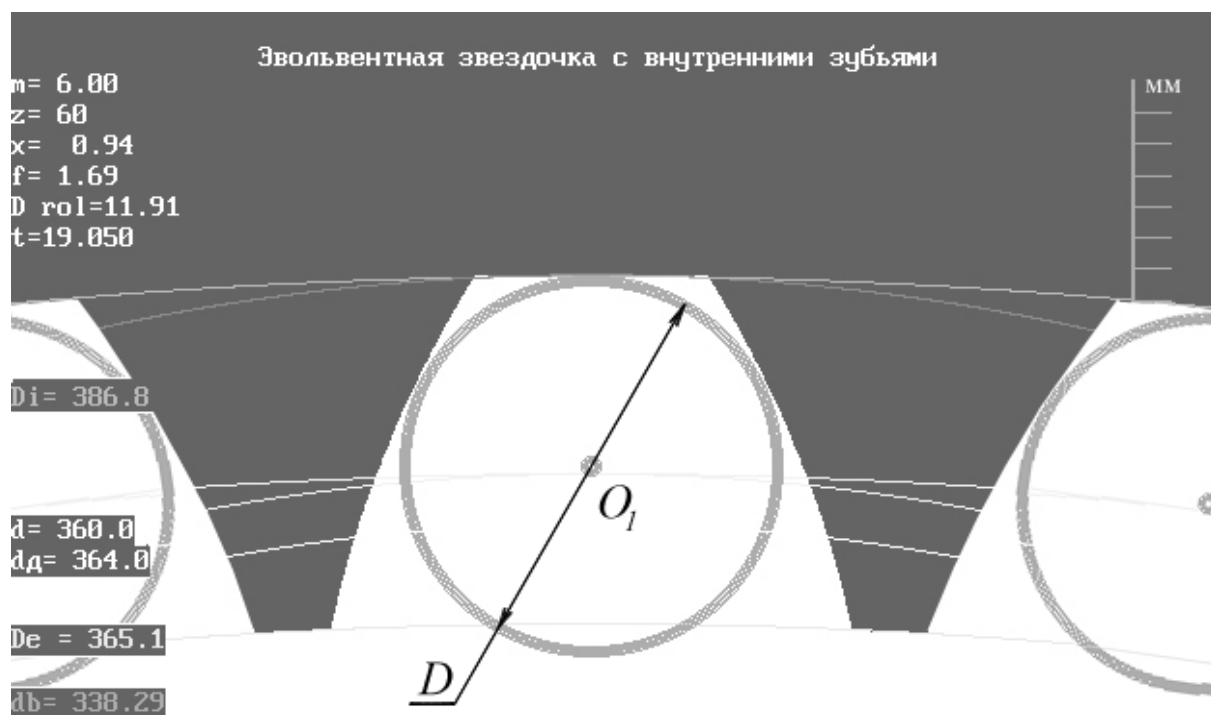


Рисунок 4. Результат моделирования процесса нарезания эвольвентной звездочки с внутренними зубьями

Таким образом, разработанные математические модели, а также составленная на их базе компьютерная программа позволяют производить

проверку расчетных геометрических параметров эвольвентных звездочек с внутренними зубьями и силовых параметров передачи, не проводя их изготовление.

Следующей важнейшей задачей проектирования цепных передач с внутренним зацеплением является расчет натяжений ветвей цепи и коэффициентов сцепления цепи с элементами передачи.

Помимо рабочей  $S_1$  и холостой  $S_2$  ветвей, которые присутствуют и в традиционной цепной передаче, цепная передача с внутренним зацеплением дополнительно содержит две короткие ветви  $S_3$  и  $S_4$  между роликом шиной (рис. 1). Данные короткие ветви  $S_3$  и  $S_4$  вносят существенные изменения в расчет данной цепной передачи, которые мы рассмотрим далее.

В ходе исследований была разработана методика силового расчета передачи, которая состоит из 5 этапов:

- 1) Расчет натяжения рабочей ветви передачи и определение коэффициента сцепления цепи с ведущей звездочкой с внешними зубьями;
- 2) Расчет коэффициентов сцепления цепи с направляющими роликами;
- 3) Расчет натяжений коротких ветвей между роликами и шиной;
- 4) Определение коэффициента сцепления цепи с ведомой звездочкой с внутренними зубьями и сил, действующих в зацеплении цепи с ведомой звездочкой;
- 5) Объединение полученных данных и построение графика сил, действующих в цепном контуре передачи с внутренним зацеплением.

В таблице 1 и 2 приведены исходные данные для силового расчета цепной передачи с внутренним зацеплением.

Таблица 1. Исходные данные для силового расчета цепной передачи

t, мм	$z_1$	$z_2$	u	$P_1$ , Вт	$n_1$ , об/мин	$n_2$ , об/мин	$T_1$ , Н*М	$T_2$ , Н*М	$V_{ц}$ , м/с	$F_t$ , Н
12,7	19	57	3	2000	640	213	30	90	2,57	777

Таблица 2. Исходные данные для расчета сил действующих на шарниры цепи на ведомой звездочке

$z_2$	$\beta_i$	$\xi_i'$	$\xi_i''$	f	$S_3$ , Н	$S_4$ , Н	$B_4$	p	$B_i$
54	109.025°	86.84°	86.84°	0.1	704	16	43	11	1,37

В таблице 3 приведены данные полученные в результате силового расчета передачи. Подробное описание методики силового расчета представлено в работе [12].

Таблица 3. Сводная таблица натяжений ветвей цепи и коэффициентов сцепления

Наименование параметра	Буквенное обозначение	Численное значение
Натяжение рабочей ветви	$S_1$	777
Коэффициент сцепления цепи с роликом 4	$B_2$	1,1878
Натяжение короткой ветви между роликом 4 и шиной	$S_3$	654
Коэффициент сцепления цепи с ведомой звездочкой $z_2$	$B_4$	32,87
Натяжение короткой ветви между шиной и роликом 5	$S_4$	19,9
Коэффициент сцепления цепи с роликом 5	$B_3$	1,1878
Натяжение холостой ветви	$S_2$	16,75
Коэффициент сцепления цепи с ведущей звездочкой $z_1$	$B_1$	46,38
Центробежная сила цепи	$S_{ц}$	4,97



На основании полученных данных произведем построение графика сил действующих на шарниры цепи в контуре передачи (рис. 5).

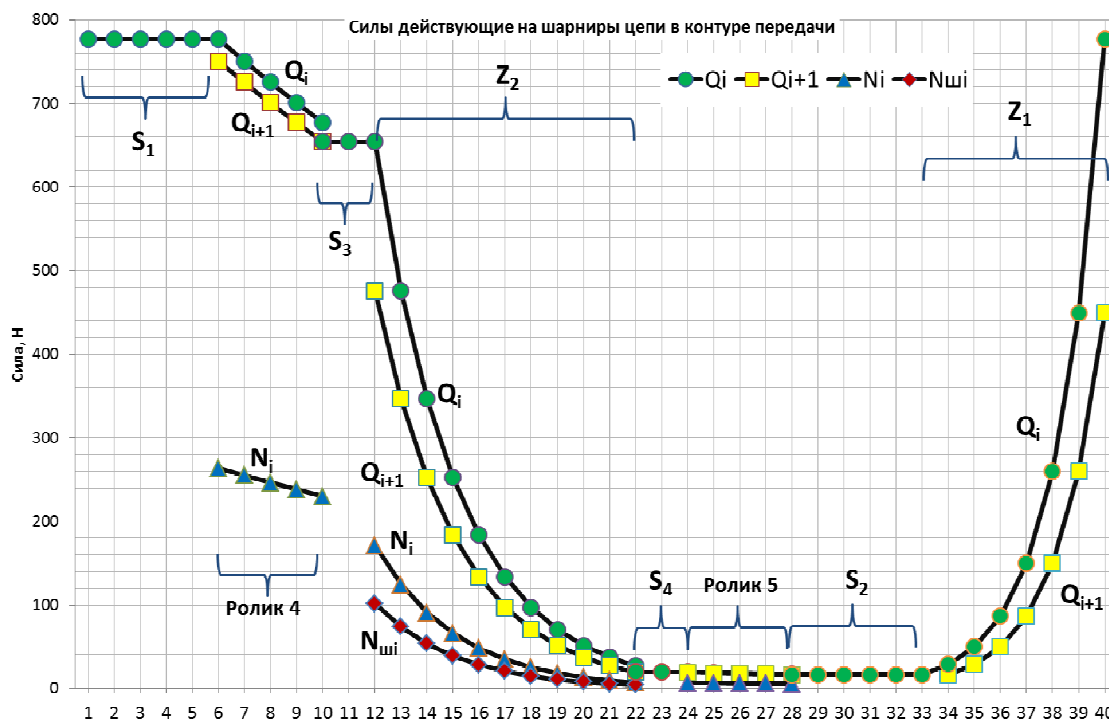


Рисунок 5. Силы действующие на шарниры цепи в контуре передачи.

После расчета сил действующих в передаче переходим к расчету поперечных колебаний ведущей ветви передачи. Так как именно ведущая ветвь испытывает максимальные нагрузки в процессе работы передачи.

Специфичность цепной передачи состоит в том, что ее нормальная работа сопровождается такими циклическими возмущениями, как граненностью звездочек (расположением звеньев цепи на звездочки в виде граней многогранника) и их эксцентриситетом, соударением шарниров цепи о зубья ведущей звездочки в начальный момент зацепления.

Изнашивание приводной роликовой цепи в работающей передаче происходит непрерывно при перемещении звеньев по контуру передачи. При этом приращение среднего шага цепи  $\Delta t$  происходит в цепи вследствие относительных угловых перемещений в шарнире как в

процессе входа в зацепление с зубом ведущей звездочки и выхода из зацепления с зубом ведомой звездочки звеньев цепи, так и при вынужденных поперечных колебаниях ветвей цепной передачи на участках между звездочками [8,9].

Разработанный метод прогнозирования интенсивностей изнашивания приводных роликовых цепей в передачах с внутренним зацеплением основан на вероятностно-статистическом представлении процесса изнашивания.

Путь трения в шарнире за один оборот цепного контура обусловлен угловыми перемещениями в шарнире при входе и выходе из зацепления звеньев цепи со звездочкой (роликом) и суммарным угловым перемещением в шарнире в процессе пробега звеньев цепи по ветвям передачи между звездочками и роликами.

Траектория шарнира цепи поперечных колебаний второй ведущей ветви, обусловленных граненностью звездочек, описывает [10] уравнение

$$\begin{aligned}
 U_1(x) = & A_1 \cdot \frac{x}{L_2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{k1} \cdot \frac{\sin \frac{kz_1 \omega_1 a_2}{a_1^2 - v^2} \cdot x}{\sin \frac{kz_1 \omega_1 a_2}{a_2^2 - v^2} \cdot L_2} \cdot \cos kz_1 \omega_1 \left( \frac{x}{v} + \frac{v(x - L_2)}{a_2^2 - v^2} \right) + \\
 & + A_2 \cdot \frac{L_2 - x}{L_2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{k2} \cdot \frac{\sin \frac{kz_t \omega_p a_2}{a_1^2 - v^2} \cdot (L_2 - x)}{\sin \frac{kz_t \omega_p a_2}{a_2^2 - v^2} \cdot L_2} \cdot \cos kz_t \omega_p \left( \frac{x}{v} + \frac{\varphi_c}{\omega_p} + \frac{vx}{a_2^2 - v^2} \right)
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где  $A_1 = \left( \frac{z_1}{\pi} - \operatorname{ctg} \frac{\pi}{z_1} \right) \frac{t}{2}$ ,  $A_2 = \left( \frac{z_t}{\pi} - \operatorname{ctg} \frac{\pi}{z_t} \right) \frac{t}{2}$ ,  $A_{k1} = \frac{t z_1}{\pi(1 - k^2 z_1^2)}$ ,

$A_{k2} = \frac{t z_t}{\pi(1 - k^2 z_t^2)}$ ;  $x, L_2$  – перемещение шарнира вдоль ведущей ветви

цепного контура и длина второй ведущей ветви;  $k$  – номер гармоники колебаний;  $z_1, z_t$  – число зубьев ведущей звездочки и число звеньев цепи на отклоняющем ролике по его окружности;  $\omega_1, \omega_p$  – угловая скорость

ведущей звездочки и отклоняющего ролика;  $a$  и  $v$  – скорость распространения волны возмущения в ведущих ветвях и скорость движения цепи,  $a_2 = \sqrt{\frac{F_1}{m}}$ ;  $F_1$  – натяжение ведущей ветви;  $m$  – масса 1-го метра цепи;  $\varphi_c$  – угол сдвига фазы отклоняющего ролика относительно ведущей звездочки,  $\varphi_c = \psi \frac{2\pi}{z_p}$ ;  $\psi$  – коэффициент, учитывающий целое

число звеньев в ветви цепного контура,  $\psi = \frac{L_2 - nt}{t}$ ;  $t$  – шаг цепи.

Траектория шарнира цепи, полученная из уравнения (1) по следующим исходным данным:  $z_1 = 19$ ,  $R_2 = 37$  мм,  $t = 12,7$  мм,  $L_2 = 63,5$  мм,  $\omega_1 = 66,9$  рад/с,  $v = 2,57$  м/с,  $a = 32,19$  м/с, представлена на рисунке 6.

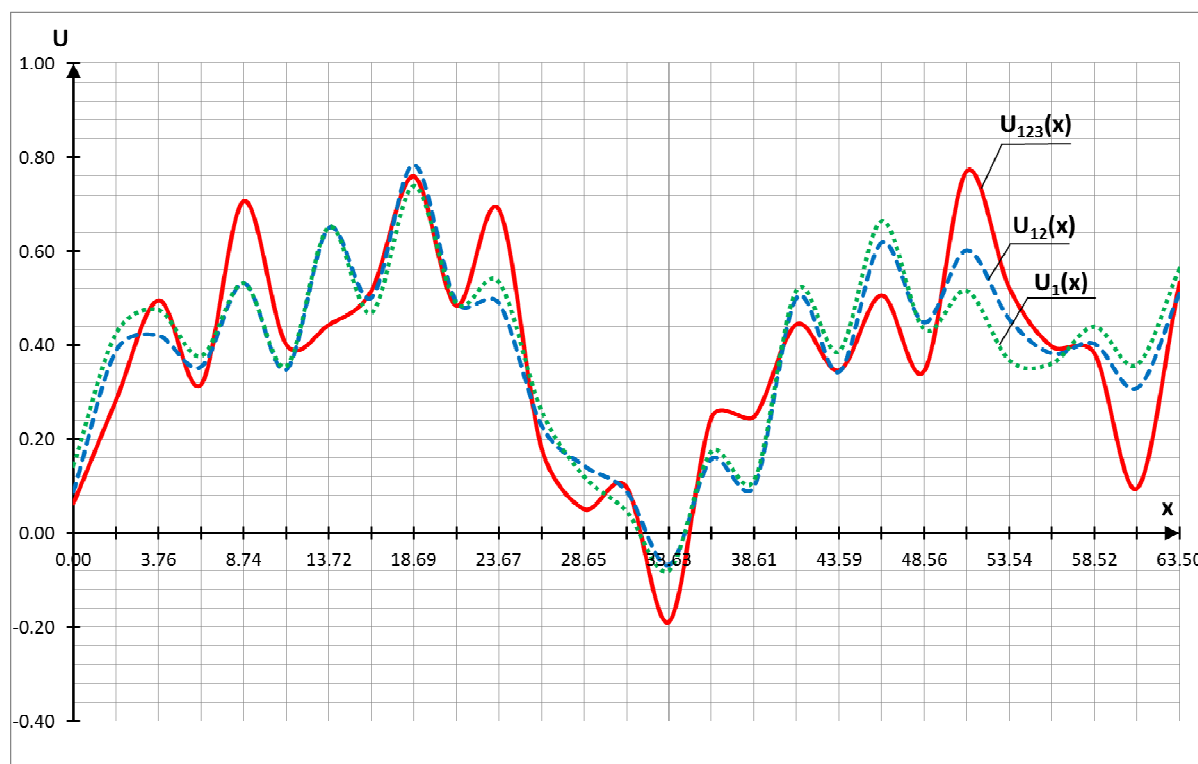


Рисунок 6. Траектория движения шарнира цепи при поперечных колебаниях второй ведущей ветви передачи с внутренним зацеплением с номерами гармоник  $k=1$  ( $U_1(x)$ ),  $k=2$  ( $U_{12}(x)$ ),  $k=3$  ( $U_{123}(x)$ )

Используя уравнение траектории шарнира при поперечных колебаниях ветви (1), найдем угол  $\varphi_i$  относительного поворота валика и втулки в  $i$ -м шарнире при перемещении шарнира на один шаг из положения  $i$  в положение  $i + 1$

$$\varphi_i = \frac{U_{2i+2} - 3U_{2i+1} + 3U_{2i} - U_{2i-1}}{t} \quad (2)$$

где  $U_{2i+2}, U_{2i+1}, U_{2i}, U_{2i-1}$  - ординаты  $i+2, i+1, i, i - 1$  шарниров цепи, которые находятся [10] при подстановки в уравнение (1) расстояния  $x_i = it, ; i -$  порядковый номер шарнира цепи в ветви цепного контура,  $i = 1, 2, \dots, n$ .

На рисунке 7 график углового перемещения в шарнире цепи при его пробеге по второй ведущей ветви в процессе поперечных колебаний.

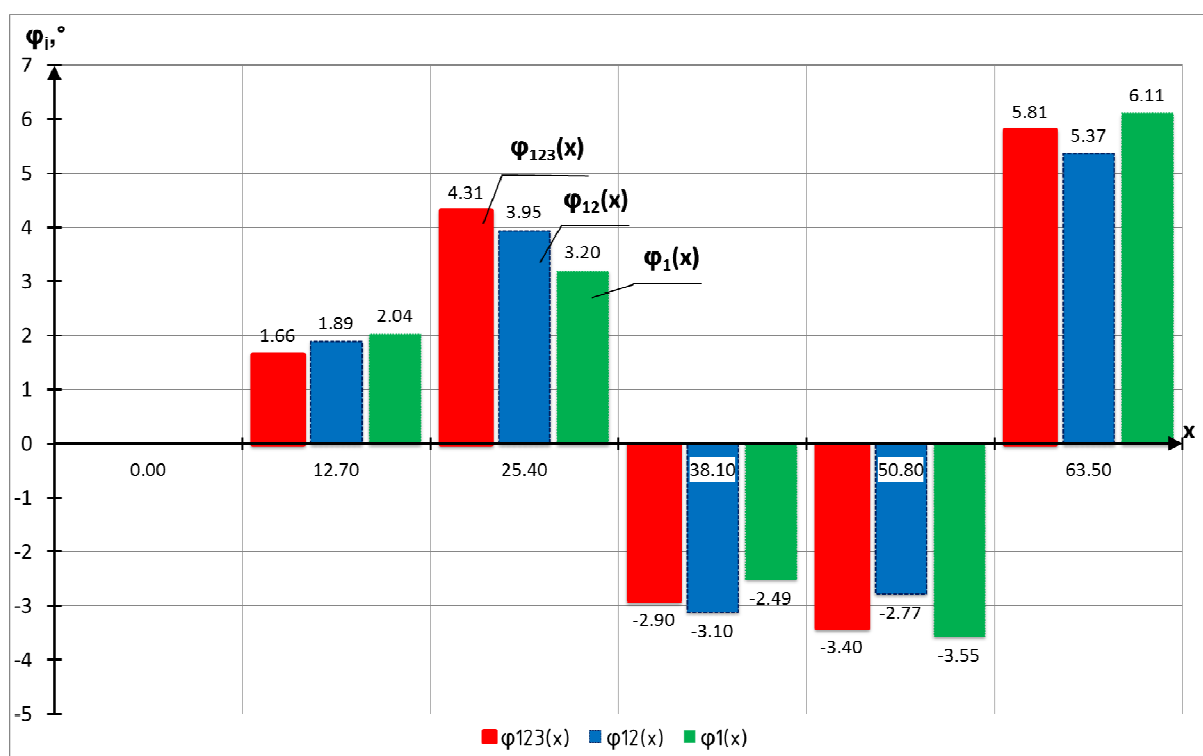


Рисунок 7. График углового перемещения в шарнире цепи при его пробеге по второй ведущей ветви в процессе поперечных колебаний с номерами гармоник  $k=1$  ( $\varphi_1(x)$ ),  $k=2$  ( $\varphi_{12}(x)$ ),  $k=3$  ( $\varphi_{123}(x)$ )

Угол поворота в шарнире (2) при поперечных колебаниях второй ведущей и третьей ведомой ветви, возмущенных граненностью звездочек, с учетом их симметрии составляет

$$\varphi_k = \sum_{i=1}^n \varphi_{i2\theta} + \sum_{i=1}^n \varphi_{i3x}. \quad (3)$$

Таким образом, суммарное угловое перемещение в шарнире за один пробег контура цепи с учетом (2) и (3) имеет вид

$$\varphi_{\Sigma} = \varphi_z + \varphi_k \quad (4)$$

За время работы  $T$  цепной передачи с внутренним зацеплением путь трения в шарнире составит

$$S_T = 1800 \frac{T v d_e \varphi_{\Sigma}}{W_{tk} t}, \quad (5)$$

где  $d_e$  – диаметр валика цепи;  $W_{tk}$  – количество звеньев в цепном контуре передачи.

Пример расчета.

Исходные данные следующей цепной передачи с внутренним зацеплением: тип цепи – ПР-12,7-18,2,  $W_{kt} = 40$  звеньев,  $z_1 = 19$ ,  $z_2 = 57$ ,  $v = 2,57$  м/с,  $d_b = 4.45$  мм,  $\bar{P}_1 = 2000$  Вт,  $\bar{P}_2 = 2000$  Вт,  $\bar{P}_3 = 43$  Вт,  $\bar{P}_4 = 43$  Вт,  $\eta = 0,97$ ,  $K_d = 1,3$ ,  $K_{вн} = 1,25$ ,  $K_{вск} = 0,75$ ,  $K_{всп} = 1,13$ ,  $K_{всб} = 11,33$ .

По приведенным зависимостям построим график зависимости увеличения среднего шага приводной роликовой цепи от наработки в часах (рис. 8).

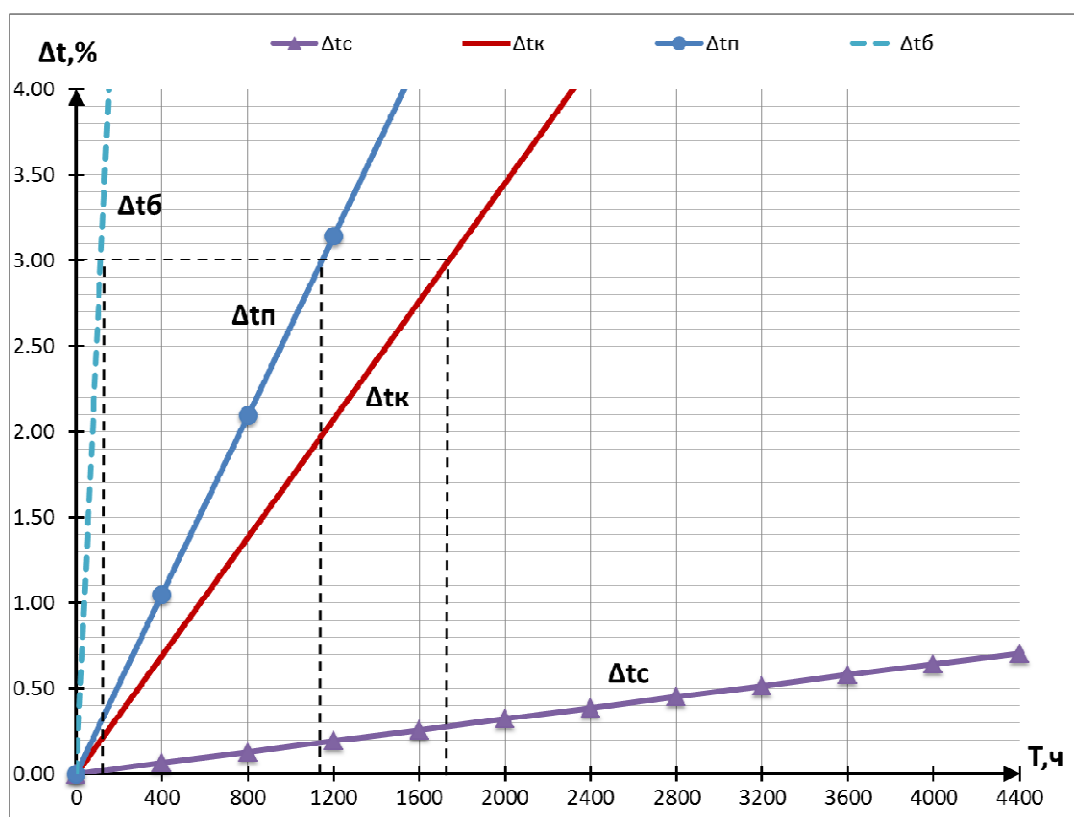


Рисунок 8. График увеличения среднего шага приводной роликовой цепи.

$\Delta t_c$  – рассчитанный по справочнику (при картерной смазке);

$\Delta t_k$  – при картерной смазке;  $\Delta t_p$  – при периодической смазке;

$\Delta t_b$  – без смазки.

На рисунке 8 приведены зависимости увеличения среднего шага цепи от наработки для различных условий эксплуатации передачи рассчитанных по новой методике и по справочнику при картерной смазке.

Выводы.

В настоящей статье представлен комплексный расчет роликовой цепной передачи с внутренним зацеплением. Разработаны различные виды конструктивного исполнения передачи.

Освещены проблемы изготовления звездочек с внутренними зубьями и их решение. Данный способ изготовления эвольвентных звездочек с внутренними зубьями может быть внедрен на предприятиях машиностроения, применяющих цепные передачи, расширяя их

возможности за счет использования широко распространенного оборудования, режущего и мерительного инструмента, применяемого в производстве эвольвентных колес с внутренними зубьями. Представленная выше компьютерная программа позволяет производить проверку расчетных геометрических параметров эвольвентных звездочек с внутренними зубьями и силовых параметров передачи, не проводя их изготовление.

Приведены основные этапы методики силового расчета цепной передачи с внутренним зацеплением. Она позволяет произвести расчет коэффициентов сцепления, натяжения ветвей и сил, действующих на шарниры цепи на протяжении всего цикла зацепления с элементами передачи.

С целью устранения имеющихся недостатков и с учетом вероятностного процесса изнашивания, разработан новый метод прогнозирования ресурса цепных передач на вероятно-статистической основе при непосредственном учете интенсивности изнашивания цепи, который исключает перечисленные недостатки.

Представленная новая модель прогнозирования изнашивания приводной роликовой цепи в передаче с внутренним зацеплением [13] разработана на вероятно-статистической основе и учитывает достигнутый уровень качества (нормированную удельную интенсивность изнашивания), условия эксплуатации передачи, путь трения и давление в шарнирах цепи. Учет указанных факторов позволил прогнозировать износ цепи с отклонением от нормированной передачи при испытании на надежность в соответствии с технологическими условиями стандарта [15] на 17,95%, что позволило увеличить точность расчета по сравнению со справочником [14] в 5 раз.

Данная методика расчета долговечности цепи позволяет реально прогнозировать износ шарниров, что соответствует практике эксплуатации

цепных передач, т.е. долговечность цепи (срок эксплуатации) сокращается в 5-6 раз.

### Литература

1. Пат. 141362 Российская Федерация, МПК F 16 H 7/06. Цепная передача с внутренним зацеплением / Бережной С.Б., Пунтус А.В., Скорюнов А.А.; Фед. гос. бюд. обр. уч. высшего проф. обр. «Кубанский гос. технологический университет» (ФГБОУ ВПО КубГТУ). - №2013154819/11; заявл. 10.12.13; опубл. 24.04.14, Бюл. №23. – 2 с.: ил.
2. Пат. 131438 Российская Федерация, МПК F 16 H 37/02. Зубчато-цепная передача с внутренним цепным зацеплением / Бережной С.Б., Остапенко О.И., Война А.А., Скорюнов А.А., Курапов Г.В. ; Фед. гос. бюд. обр. уч. высшего проф. обр. «Кубанский гос. технологический университет» (ФГБОУ ВПО КубГТУ). - №2013122154/11; заявл. 14.05.13; опубл. 20.08.13, Бюл. №23. – 2 с.: ил.
3. Пат. 2110374 Российская Федерация, МПК B 23 F 1/06, F 16 H 55/30. Способ изготовления эвольвентных звездочек / Бережной С.Б., Остапенко О.И., Война А.А., Пунтус А.В. ; Кубанский государственный технологический университет. – № 97108283.28 ; заявл. 20.05.97 ; опубл.10.05.98, Бюл. № 13. – 3 с.: ил.
4. Пат. 2243068 Российская Федерация, МПК B 23 F 5/16. Способ изготовления эвольвентных звездочек / Петрик А.А., Бережной С.Б., Остапенко О.И., Война А.А. ; Кубанский государственный технологический университет. – № 2003125198 ; заявл. 14.08.03 ; опубл.27.12.04, Бюл. № 36. – 4 с.: ил.
5. Бережной С.Б., Война А.А., Скорюнов А.А. Геометрическое и силовое моделирование зацепления втулочно-роликовой цепи с эвольвентной звездочкой с внутренними зубьями. Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ №2014614644; Кубанский государственный технологический университет. – №2014612077; заявл. 12.03.14 ; опубл.05.05.14.
6. Бережной С. Б. Роликовые цепные передачи общемашино-строительного применения. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 242 с.
7. Бережной С. Б. Синтез и анализ роликовых цепных передач: Дис. д-ра. техн. наук. - Краснодар, 2004. - 431 с.
8. Глущенко И.П., Петрик А.А. Цепные передачи. Киев: Техніка, 1973. 104с.
9. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. - М.: Машиностроение. - 1978. - Кн. 1. - 1978. – 400 с. - Кн. 2. - 1979. - 358 с.
10. Глущенко И.П., Петрик А.А., Метильков С.А. О поперечных колебаниях приводной роликовой цепи, обусловленных граненностью звездочек // Механические передачи: Сб. науч. тр. Вып. 73 / Краснодар. политехн. ин-т. – Краснодар, 1975. – С. 3 – 10.
11. Метильков С.А., Бережной С.Б., Бачалов И.А. Расчет работоспособности цепных передач// Вестник машиностроения. 2010. № 12. С. 19-23.
12. Бережной С.Б., Скорюнов А.А. Силовое исследование цепной передачи с внутренним зацеплением для нефтегазового оборудования // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". 2013. №6. С. 310-330. URL: [http://www.ogbus.ru/authors/BerezhnoySB/BerezhnoySB\\_1.pdf](http://www.ogbus.ru/authors/BerezhnoySB/BerezhnoySB_1.pdf)
13. Бережной С.Б. Прогнозирование изнашивания приводной роликовой цепи в специальных цепных передачах, работающих в машинах и оборудовании нефтегазового комплекса / С.Б. Бережной, С.А. Метильков, А.А. Скорюнов //



Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – №03(097). – IDA [article ID]: 0971401080. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2014/03/pdf/80.pdf>, 1,125 у.п.л.

14. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.

15. ГОСТ 13568 -97. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 2000. - 22 с.

### References

1. Pat. 141362 Rossiyskay Federacia, MPK F 16 H 7/06. Cepnaiy peredacha s vnutrennim zacepleniem / Beregnoy S.B., Puntus A.V., Skoryunov A.A.; Fed. gos. bud. obr. uch. visshogo prof. obr. «Kubanskiy gos. technologicheskiiy universitet» (FGBOU VPO KubGTU). - №2013154819/11; zaiyvl. 10.12.13; opubl. 24.04.14, Bul. №23. – 2 s.: il.

2. Pat. 131438 Rossiyskay Federacia, MPK F 16 H 37/02. Zubchato-cepnaiy peredacha s vnutrennim cepnam zacepleniem / Beregnoy S.B., Ostapenko O.I., Voina A.A., Skoryunov A.A., Kurapov G.V. ; Fed. gos. bud. obr. uch. visshogo prof. obr. «Kubanskiy gos. technologicheskiiy universitet» (FGBOU VPO KubGTU). - №2013122154/11; zaiyvl. 14.05.13; opubl. 20.08.13, Bul. №23. – 2 s.: il.

3. Pat. 2110374 Rossiyskay Federacia, MPK6 B 23 F 1/06, F 16 H 55/30. Sposob izgotovleniy evolventnih zviezdochek / Beregnoy S.B., Ostapenko O.I., Voina A.A., Puntus A.V. ; Kubanskiy gos. technologicheskiiy universitet. - №97108283.28; zaiyvl. 20.05.97; opubl. 10.05.98, Bul. №13. – 3 s.: il.

4. Pat. 2243068 Rossiyskay Federacia, MPK7 B 23 F 5/16. Sposob izgotovleniy evolventnih zviezdochek / Petrik A.A., Beregnoy S.B., Ostapenko O.I., Voina A.A.; Kubanskiy gos. technologicheskiiy universitet. - №2003125198; zaiyvl. 14.08.03; opubl. 27.12.04, Bul. №36. – 4 s.: il.

5. Berezhnoy S.B., Voina A.A., Skoryunov A.A. Geometricheskoe I silovoe modelirovanie zacepleniya vtulochno-rolikovoi cepi s evolventnoy zvezdochkoj s vnutrennimi zubiyami. Svidetelstvo o gos. Registracii programmi dliya EVM №2014614644; KubGTU. – №2014612077; zayavl. 12.03.14 ; opubl. 05.05.14.

6. Beregnoy S.B. Rolikovie cepnie peredachi obshemashinostroitelnogo primeneniya. – М.: Изд-во MGTU im. N. E. Baumana, 2004. – 242 s.

7. Beregnoy S. B. Sintez i analiz rolikovih cepnih peredach: Dis. d-ra. techn. nauk. - Krasnodar, 2004. - 431 s.

8. Glushenko I.P., Petrik A.A., Cepnie peredachi. Kiev: Tehnika, 1973. 104s.

9. Trenie, iznashivanie i smazka: Spravochnik v 2 kn. / Pod red. I.V. Kragelskogo, V.V. Alisina. – М.: Mashinostroenie. – 1978. – Kn. 1. – 1978. – 400 s.– Kn. 2.– 1979.– 358 s.

10. Glushenko I.P., Petrik A.A., Metilkov S.A. O poerechnih kolebaniyah privodnoi rolikovoi cepi, obuslovlennih granenostiyy zvezdochek // Mechanicheskie peredachi: Sb. nauch. tr. vip. 73/ Krasnodar/ politehn. in-t. – 1975. – S. 3 -10.

11. Metilkov S.A., Berezhnoy S.B., Bachalov I.A. Raschet rabotosposobnosti cepnikh peredach// Vestnik mashinostroenia. 2010. № 12. S. 19-23.

12. Berezhnoy S.B., Skoryunov A.A. Silovoe issledovanie cepnoi peredachi s vnutrennim zacepleniem dlia neftegazovogo oborudovaniya // Elektronniy nauchniy zhurnal «Neftegazovoe delo». 2013. №6. S. 310-330. URL: [http://www.ogbus.ru/authors/BerezhnoySB/BerezhnoySB\\_1.pdf](http://www.ogbus.ru/authors/BerezhnoySB/BerezhnoySB_1.pdf)

13. Berezhnoy S.B. Prognozirovaniye iznashivaniya privodnoy rolikovoy tsepi v spetsialnyih tsepnyih peredachah, rabotayuschih v mashinah i oborudovanii neftegazovogo

kompleksa / S.B. Berezhnoy, S.A. Metilkov, A.A. Skoryunov // Politematicheskii setevoy elektronnyiy nauchnyiy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta (Nauchnyiy zhurnal KubGAU) [Elektronnyiy resurs]. – Krasnodar: KubGAU, 2014. – №03(097). – IDA [article ID]: 0971401080. – Rezhim dostupa: <http://ej.kubagro.ru/2014/03/pdf/80.pdf>, 1,125 u.p.l.

14. Gotovcev A. A., Kotenok I.P. Proectirovanie cepnich peredach: Spravochnik. M.: Mashinostroenie, 1982. - 336 s.

15. GOST 13568-97. Cepi privodnie rolikovie i vtulochnie. Obshie tehnikheskie usloviya. – M.: Izd-vo standartov, 2000. – 22 s.