

УДК 621.855

**СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ
С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ
ДЛЯ НЕФТЕГАЗОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

**POWER RESEARCH CHAIN DRIVE OF INTERNAL GEARING
FOR OIL AND GAS EQUIPMENT**

Бережной С.Б., Скорюнов А.А.

ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический
университет», г. Краснодар, Российская Федерация

S.B. Berezhnoy, A.A. Skoryunov

FSBEI of HPE “Kuban state technological university”,
Krasnodar the, Russian Federation

e-mail: skoryunov@mail.ru

Аннотация. Представлены силовые исследования и пример расчета типовой схемы цепной передачи с внутренним зацеплением. 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. Особое значение имеет применение данных передач в нефтяном оборудовании, где работа передач связана с загрязнением, большими нагрузками, ограниченными габаритами и прерывистыми режимами работы.

Предложена методика силового расчета цепных передач с внутренним зацеплением. Рассчитаны натяжения рабочей, холостой и двух дополнительных ветвей передачи. Выведены зависимости для

расчета сил действующих на шарниры цепи, которые находятся в зацеплении с направляющими роликами и ведомой звездочкой с внутренними зубьями. В статье также представлены расчеты коэффициентов сцепления цепи с ведомой звездочкой с внутренними зубьями и направляющими роликами. Приведен пример силового расчета для типовой схемы цепной передачи с внутренним зацеплением. По результатам расчета построены графики сил действующих на шарниры цепи на протяжении всего цикла зацепления с элементами передачи. Полученные зависимости и графики сил позволяют произвести более детальный силовой анализ передачи. Для комплексного анализа передачи необходимо рассматривать данную методику как основу для расчета динамических колебаний и дополнением к геометрическому расчету передачи.

Abstract. This article presents an example of the power of research and calculation template chain drive internal gear. This type of transmission can transmit torque from the output shaft to the drive in a wide range of gear ratios and center distance, including the center distance and close or equal to zero. Of particular importance is the use of data transmission in the oil equipment where the work gear associated with pollution, heavy loads, limited size and intermittent modes.

A method for calculating the power transmission chain with internal teeth. Calculated tension working, single and two additional branches transmission. Depending derived to calculate the forces acting on the chain joints which are engaged with the guide rollers and the driven sprocket with the internal toothing. The article also provides estimates of the coefficients of coupling with the driven sprocket chain with internal teeth

and guide rollers. An example of the power calculation for the template chain drive internal gear. On the calculation of the graphs of forces acting on the chain joints throughout the cycle of engagement with the transmission elements. The obtained dependences and force curves permit a more detailed analysis of the power transmission. For a comprehensive analysis of the transmission must be considered this technique as the basis for calculating the dynamic oscillations and in addition to the geometric calculation of transmission.

Ключевые слова: механическая передача, цепная передача, внутреннее зацепление, звездочка, натяжение цепи, коэффициент сцепления, нефтегазовое оборудование.

Key words: mechanical transmission, chain drive, internal engagement, sprocket, chain tension, friction coefficient, 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 усовершенствованием технических характеристик машин и механизмов назрела проблема в необходимости разработки новых видов цепных передач, которые бы в большей степени отвечали условиям эксплуатации и техническим требованиям.

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 нефтегазовом комплексе, транспортном и сельхозмашиностроении, подъемно-транспортных устройствах, полиграфическом оборудовании и других отраслях промышленности. Особое значение имеет применение данных передач в нефтяном оборудовании, где работа передач связана с загрязнением, большими нагрузками, ограниченными габаритами и прерывистыми режимами работы.

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.

Одной из важнейших задач проектирования цепных передач с внутренним зацеплением является расчет натяжений ветвей цепи и коэффициентов сцепления цепи с элементами передачи.

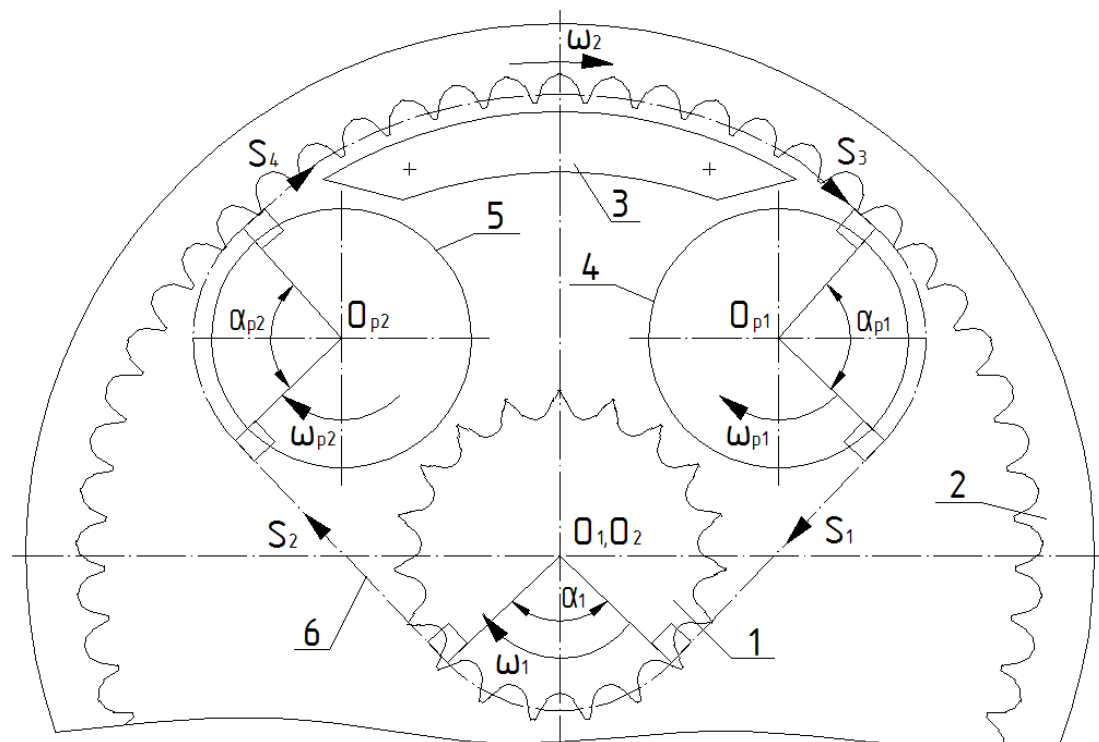


Рисунок 1. Общая схема ЦПВЗ. Силы в контуре передачи

На рисунке 1 представлена типовая конструкция цепной передачи с внутренним зацеплением, которая состоит из ведущей звездочки 1 с внешними зубьями, ведомой звездочки 2 с внутренними зубьями, цепи 6, направляющих роликов 4, 5 и шины 3, обеспечивающей зацепление цепи 6 с внутренними зубьями ведомой звездочкой 2. 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. Данные короткие ветви S_3 и S_4 вносят существенные изменения в расчет данной цепной передачи, которые мы рассмотрим далее. Изготовление ведущей звездочки с внешними зубьями и ведомой звездочки с внутренними зубьями осуществляется по запатентованной методике [2, 3].

В ходе исследований была разработана методика силового расчета передачи, которая делится на несколько этапов.

На первом этапе производится расчет натяжения рабочей ветви передачи и определение коэффициента сцепления цепи с ведущей звездочкой с внешними зубьями.

На втором этапе рассчитываются коэффициенты сцепления цепи с направляющими роликами.

На третьем этапе производится расчет натяжений коротких ветвей между роликами и шиной.

На четвертом этапе определяются коэффициент сцепления цепи с ведомой звездочкой с внутренними зубьями и силы, действующие в зацеплении цепи с ведомой звездочкой.

На пятом этапе осуществляется объединение полученных данных и построение графика сил, действующих в цепном контуре передачи с внутренним зацеплением.

Далее рассмотрим каждый из этих этапов более подробно.

1) Расчет натяжения рабочей ветви передачи и определение коэффициента сцепления цепи с ведущей звездочкой с внешними зубьями.

В таблице 1 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

Натяжение рабочей ветви принимаем равным, окружному усилию на ведущей звездочке

$$S_1 = F_t,$$

где $F_t = \frac{P_1}{V_u}$ - окружное усилие на ведущей звездочке z_1 ;

V_u - скорость цепи;

P_1 - передаваемая мощность на ведущей звездочке z_1 .

Натяжение холостой ветви определяется по формуле

$$S_2 = \frac{S_1}{B_1},$$

где $B_1 = \prod_{i=1}^p B_i$ - коэффициент сцепления цепи с ведущей звездочкой z_1 ;

B_i - коэффициент сцепления шарнира цепи с зубом ведущей звездочки z_1 [4, с. 227].

2) Расчет коэффициентов сцепления цепи с направляющими роликами.

Исследуем зацепление шарниров цепи с направляющим роликом 4 (рисунок 2).

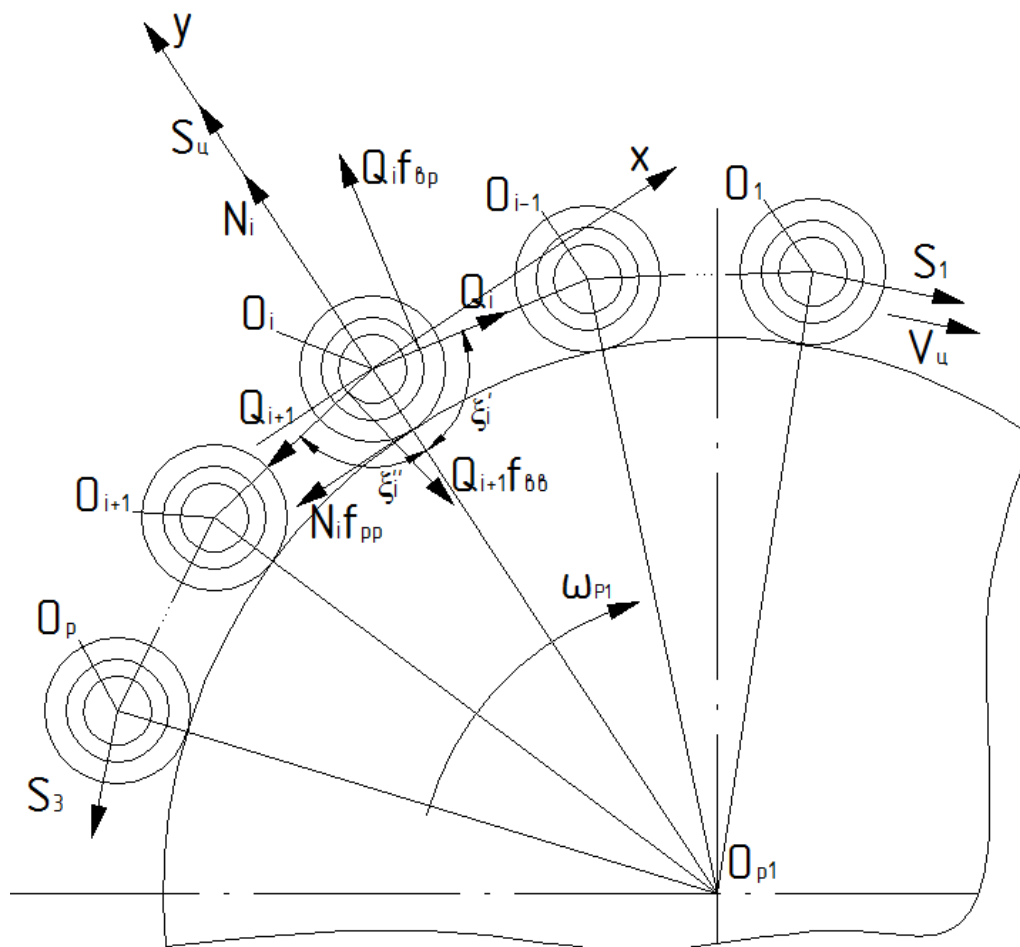


Рисунок 2. Шарниры цепи в зацеплении с направляющим роликом 4

Рассмотрим зацепление шарнира цепи O_i с направляющим роликом O_{p1} . Запишем условия для равновесного состояния шарниров цепи на поверхности направляющего ролика в форме $\Sigma X = 0$ и $\Sigma Y = 0$. Спроектируем силы, приложенные к i -тому шарниру, на оси X и Y , получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Sigma X = 0; \quad Q_i \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \xi_i'\right) - Q_{i+1} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \xi_i''\right) - N_i \cdot f_{pp} + Q_i \cdot f_{\varphi p} \cdot \cos(\xi_i') + \\ \quad + Q_{i+1} \cdot f_{\varphi s} \cdot \cos(\xi_i'') = 0; \\ \Sigma Y = 0; \quad -Q_i \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \xi_i'\right) - Q_{i+1} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \xi_i''\right) + N_i + Q_i \cdot f_{\varphi p} \cdot \sin(\xi_i') - \\ \quad - Q_{i+1} \cdot f_{\varphi s} \cdot \sin(\xi_i'') + S_y = 0 \end{array} \right.$$

где $\xi_i' = \xi_i'' = \arcsin\left(\frac{t}{2 \cdot (r_p + r_u)}\right)$;

r_p - радиус направляющего ролика;

r_u - радиус ролика шарнира цепи.

Из системы уравнений выведем

$$Q_{i+1} = \frac{Q_i \cdot (\cos(\frac{\pi}{2} - \xi_i') - f \cdot \sin(\frac{\pi}{2} - \xi_i') + f_{\text{ep}} \cdot f_{\text{pp}} \cdot \sin(\xi_i') + f_{\text{ep}} \cdot \cos(\xi_i')) + S_u \cdot f_{\text{pp}}}{(\cos(\frac{\pi}{2} - \xi_i'') + f_{\text{pp}} \cdot \sin(\frac{\pi}{2} - \xi_i'') + f_{\text{es}} \cdot f_{\text{pp}} \cdot \sin(\xi_i'') - f_{\text{es}} \cdot \cos(\xi_i''))};$$

- сила действующая на i -й шарнир цепи со стороны $i+1$ шарнира.

$$N_i = Q_i \cdot \sin(\frac{\pi}{2} - \xi_i') + Q_{i+1} \cdot \sin(\frac{\pi}{2} - \xi_i'') - Q_i \cdot f_{\text{ep}} \cdot \sin(\xi_i') + Q_{i+1} \cdot f_{\text{es}} \cdot \sin(\xi_i'') - S_u;$$

- сила действующая на i -й шарнир цепи со стороны направляющего ролика.

После расчета сил Q_i и Q_{i+1} действующих на шарнир O_i со стороны смежных звеньев O_{i-1} и O_{i+1} производится расчет коэффициента сцепления шарнира цепи с направляющим роликом по формуле

$$B_i = \frac{Q_i}{Q_{i+1}} \quad \text{- коэффициент сцепления } i\text{-ого шарнира цепи с}$$

направляющим роликом;

Расчет коэффициентов сцепления осуществляется, начиная с первого шарнира. Для первого шарнира натяжение со стороны предыдущего шарнира будет равно натяжению соответствующего участка цепи перед направляющим роликом ($Q_1 = S_1$).

Далее рассчитываем коэффициент сцепления цепи с направляющим роликом 4.

$$B_2 = \prod_{i=1}^p B_i \quad \text{- коэффициент сцепления цепи с направляющим}$$

роликом 4;

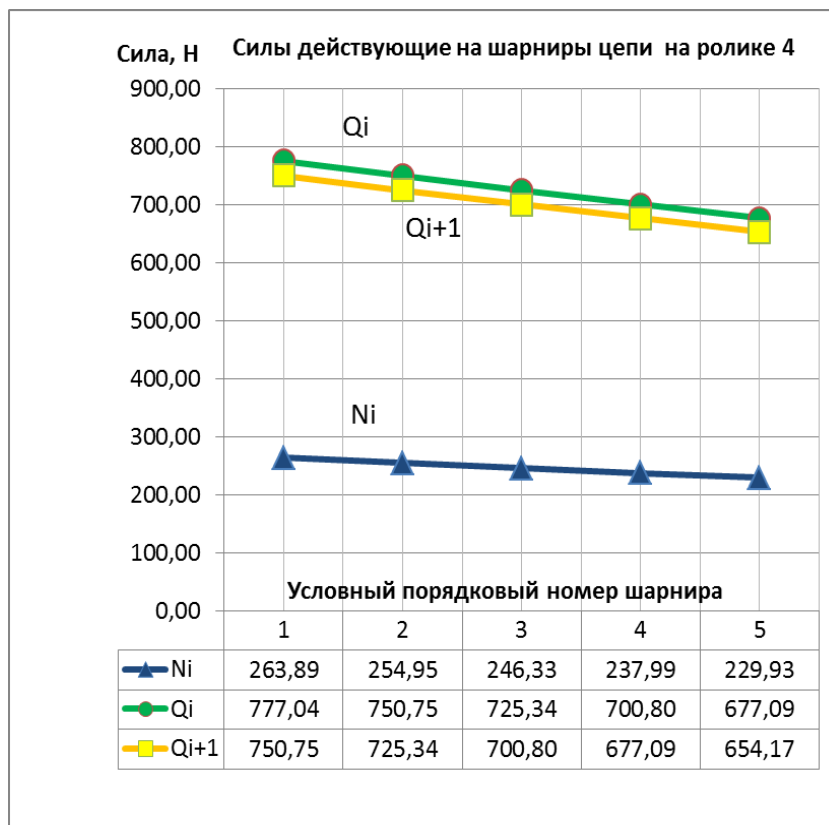


Рисунок 3. Силы действующие на шарниры цепи на ролике 4

На рисунке 3 представлены результаты расчета сил действующих на шарниры цепи на направляющем ролике 4. Расчет сил и коэффициентов сцепления для направляющего ролика 5 производится аналогично.

3) Расчет натяжений коротких ветвей между роликами и шиной.

Определение натяжений коротких ветвей между роликами и шиной осуществляется по формулам

$$S_3 = \frac{S_1}{B_2} \text{ - натяжение короткой ветви между роликом 4 и}$$

шиной 3;

$S_4 = B_3 \cdot S_2$ - натяжение короткой ветви между шиной 3 и роликом 5,

где B_3 - коэффициент сцепления цепи с направляющим роликом 5.

4) Расчет коэффициента сцепления цепи с ведомой звездочкой с внутренними зубьями и сил, действующих в зацеплении цепи с ведомой звездочкой.

Исследуем внутреннее зацепление шарнира цепи с зубом ведущей звездочки (рисунок 4).

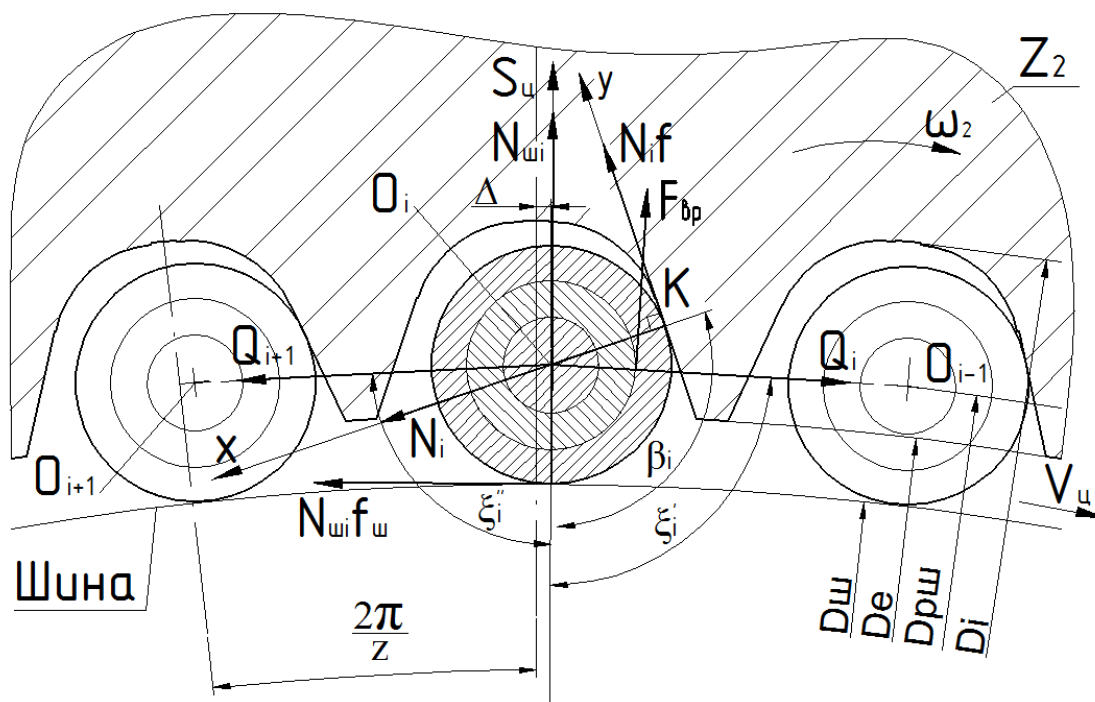


Рисунок 4. Шарниры цепи в зацеплении с ведомой звездочкой

Произведем расчет коэффициента сцепления цепи с ведомой звездочкой по формуле

$$B_4 = \frac{S_3}{S_4} - \text{коэффициент сцепления цепи с ведомой звездочкой } z_2.$$

Запишем условия для перехода шарниров с предельной формы расположения на исходную в форме $\Sigma X = 0$ и $\Sigma Y \geq 0$. Спроектируем силы, приложенные к i -тому шарниру, на оси X и Y , получим

$$\left\{ \begin{array}{l} \Sigma X = 0; \quad Q_{i+1} \cdot \cos(\beta_i + \xi_i'' - \pi) - Q_i \cdot \cos(\beta_i - \xi_i') + N_i - N_{ui} \cdot \cos(\pi - \beta_i) + \\ \quad + N_{ui} \cdot f_{uw} \cdot \cos(\beta_i - \frac{\pi}{2}) + Q_{i+1} \cdot f_{es} \cdot \cos(\frac{3\pi}{2} - \xi_i'' - \beta_i) - \\ \quad - Q_i \cdot f_{ep} \cdot \cos(\frac{\pi}{2} + \xi_i' - \beta_i) - S_u \cdot \cos(\pi - \beta_i) = 0; \\ \Sigma Y \geq 0; \quad Q_{i+1} \cdot \sin(\beta_i + \xi_i'' - \pi) - Q_i \cdot \sin(\beta_i - \xi_i') + N_i \cdot f + N_{ui} \cdot \sin(\pi - \beta_i) + \\ \quad + N_{ui} \cdot f_{uw} \cdot \sin(\beta_i - \frac{\pi}{2}) - Q_{i+1} \cdot f_{es} \cdot \sin(\frac{3\pi}{2} - \xi_i'' - \beta_i) + \\ \quad + Q_i \cdot f_{ep} \cdot \sin(\frac{\pi}{2} + \xi_i' - \beta_i) + S_u \cdot \sin(\pi - \beta_i) = 0; \end{array} \right.$$

где Q_i - сила действующая на шарнир O_i со стороны O_{i-1} шарнира;
 Q_{i+1} - сила действующая на шарнир O_i со стороны O_{i+1} шарнира;
 β_i - угол давления O_i шарнира на поверхность зуба звездочки;
 ξ_i' - угол между шарнирами O_i и O_{i-1} ;
 ξ_i'' - угол между шарнирами O_i и O_{i+1} ;
 N_i - нормальное давление на шарнир O_i зуба звездочки;
 N_{ui} - сила действующая на шарнир O_i со стороны шины;
 f - коэффициент трения между шарниром и зубом звездочки;
 $F_{ep} = N_{ep} \cdot f_{ep}$ - сила трения скольжения между роликом и втулкой;
 N_{ep} - давление действующее на ролик со стороны втулки;
 f_{ep} - коэффициент трения скольжения между втулкой и роликом;
 S_u - центробежная сила действующая на звено цепи;

Для упрощения записи произведем замену аргументов на переменные

$$x = (\beta_i + \xi_i'' - \pi);$$

$$y = (\beta_i - \xi_i');$$

$$z = (\pi - \beta_i);$$

$$a = (\beta_i - \frac{\pi}{2});$$

$$b = \left(\frac{\pi}{2} + \xi_i' - \beta_i\right);$$

$$c = \left(\frac{3\pi}{2} - \xi_i'' - \beta_i\right).$$

После подстановки переменных получим

$$\left\{ \begin{array}{l} \Sigma X = 0; \quad Q_{i+1} \cdot \cos(x) - Q_i \cdot \cos(y) + N_i - N_{ui} \cdot \cos(z) + \\ \quad + N_{ui} \cdot f_{uu} \cdot \cos(a) + Q_{i+1} \cdot f_{\theta\theta} \cdot \cos(c) - Q_i \cdot f_{\theta\theta} \cdot \cos(b) - S_y \cdot \cos(z) = 0; \\ \Sigma Y \geq 0; \quad Q_{i+1} \cdot \sin(\beta_i + \xi_i'' - \pi) - Q_i \cdot \sin(\beta_i - \xi_i') + N_i \cdot f + N_{ui} \cdot \sin(\pi - \beta_i) + \\ \quad + N_{ui} \cdot f_{uu} \cdot \sin(\beta_i - \frac{\pi}{2}) - Q_{i+1} \cdot f_{\theta\theta} \cdot \sin(\frac{3\pi}{2} - \xi_i'' - \beta_i) + \\ \quad + Q_i \cdot f_{\theta\theta} \cdot \sin(\frac{\pi}{2} + \xi_i' - \beta_i) + S_y \cdot \sin(\pi - \beta_i) = 0; \end{array} \right.$$

Исходные данные для расчета сил приведены в таблице 2.

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

z_2	β_i	ξ_i'	ξ_i''	f	S_3, H	S_4, H	B_4	p	B_i
54	109.025°	86.84°	86.84°	0.1	704	16	43	11	1,37

По полученным выше неравенствам построим график сил действующих на шарниры цепи на ведомой звездочке (рисунок 5).

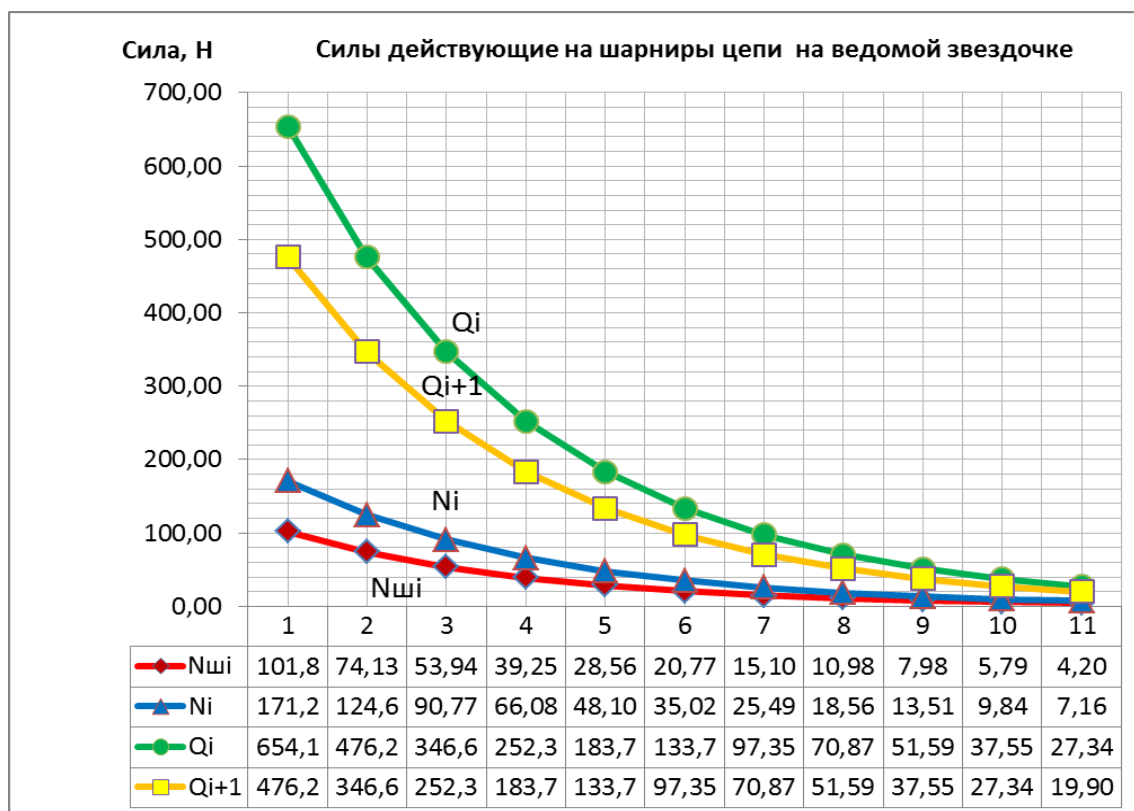


Рисунок 5. Силы, действующие на шарниры цепи на ведомой звездочке

5) Построение графика сил, действующих в цепном контуре передачи с внутренним зацеплением.

Данные полученные при расчете на предыдущих этапах представлены в сводной таблице 3.

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 (рисунок б).

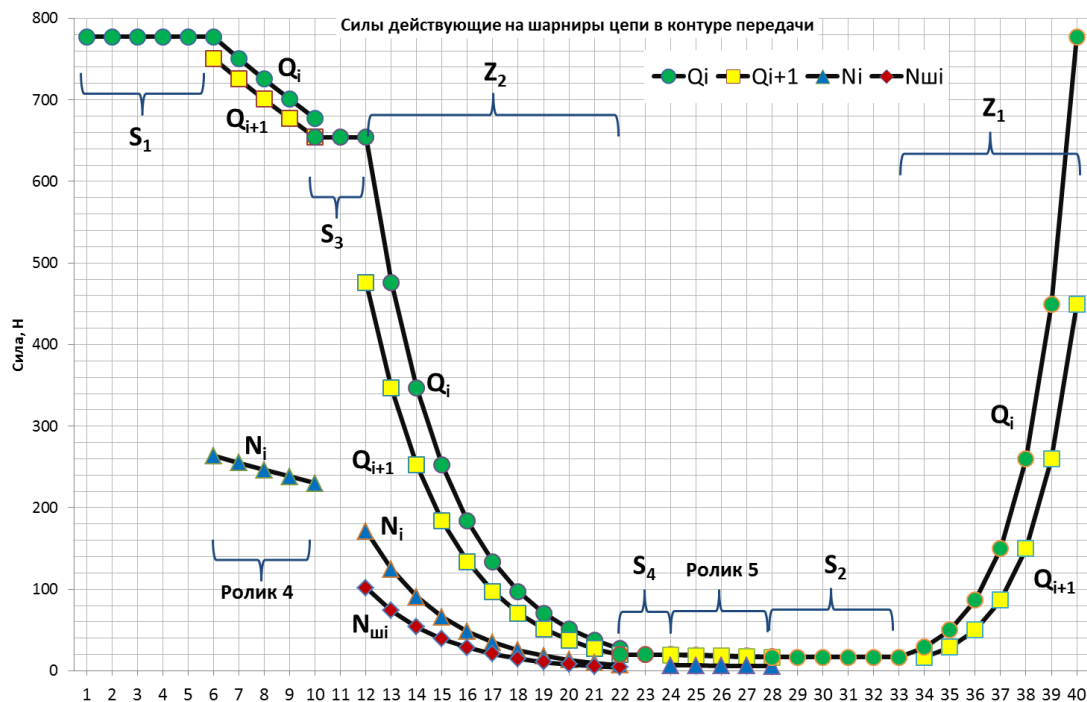


Рисунок 6. Силы, действующие на шарниры цепи в контуре передачи.

Рассмотрим график сил действующих на шарниры цепи в контуре передачи более подробно. По оси абсцисс расположен условный порядковый номер шарнира цепи в контуре передачи. На оси ординат отмечена величина силы, действующая на шарниры цепи. Цепь состоит из 40 шарниров. Первые 5 шарниров находятся на рабочей ветви. С 6 по 10 шарниры находятся в зацеплении с направляющим роликом 4. 11 шарнир находится на короткой ветви между роликом 4 и шиной 3. Шарниры с 12 по 22 находятся в зацеплении с внутренними зубьями ведомой звездочки Z_2 . 23 шарнир расположен на короткой ветви между шиной 3 и роликом 5. Шарниры с 24 по 28 находятся на ролике 5. Шарниры с 29 по 33 расположены на холостой ветви. Последние 7 шарниров находятся на ведущей звездочке Z_1 .

Выводы

Таким образом, в работе представлена методика 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.

Предложенная методика, позволяет также рассчитать статические нагрузки. Для получения полной картины силового расчета необходимо рассматривать данную методику в связке с методикой расчета динамических нагрузок в цепной передаче с внутренним зацеплением.

Список используемых источников

1. Пат. 131438 Российская Федерация, МПК F 16 Н 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.
2. Пат. 2110374 Российская Федерация, МПК В 23 F 1/06, F 16 Н 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.

3. Пат. 2243068 Российская Федерация, МПК7 В 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.

4. Бережной С. Б. Роликовые цепные передачи общемашино-строительного применения. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 242 с.

5. Бережной С. Б. Исследование настройки двухваловых роликовых цепных передач с натяжными звездочками: 05.02.02.: дис. канд. техн. наук. Краснодар, 1981. 178 с. – Библиогр.: С. 168-178 (103 назв.).

6. Бережной С. Б. Синтез и анализ роликовых цепных передач: дис... д-ра техн. наук. Краснодар, 2004. 431 с.

7. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение. 1969. 432с.

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

9. Бережной С.Б., Остапенко О.И., Скорюнов А.А.. Применение эвольвентных звездочек в цепных передачах //XXII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС -2010) «Будущее машиностроения России»: сборник материалов конференции с элементами научной школы для молодежи (Москва, 26-29 октября 2010 г.)./ М: Изд-во ИМАШ РАН, 2010. – С. 69.

10. Определение основных геометрических параметров эвольвентных звездочек с целью изготовления стандартным режущим инструментом /Курапов Г.В. и др. // Перспективы развития науки и образования: сб. науч. тр. по мат-лам Междуран. науч.-практ. конф. 28 сентября 2012 г.: в 14 частях. Часть 8; М-во обр. и науки РФ. Тамбов: Изд-во ТРОО «Бизнес-Наука-Общество», 2012. – С. 69-71

References

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

2. 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., Voyna A.A., Puntus A.V. ; Kubanskiy gos. technologicheskiy universitet. - №97108283.28; zaiyvl. 20.05.97; opubl. 10.05.98, Bul. №13. – 3 s.: il. [in russian].

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

4. Beregnoy S.B. Rolikovie cepnie peredachi obshemashinostroitelnogo primeneniya. – M.: Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2004. – 242 s. [in russian].

5. Beregnoy S.B. Issledovanie nastroyki dvuhvalovih rolikovih cepnih peredach s natiyzhnimi zvezdochkami: 05.02.02.: Dis. cand. techn. nauk. - Krasnodar, 1981. - 178 c. – Bibliogr.: C. 168-178. [in russian].

6. Beregnoy S. B. Sintez I analiz rolikovih cepnih peredach: Dis. d-ra. techn. nauk. - Krasnodar, 2004. - 431 s. [in russian].

7. Gavrilenko V.A. Osnovi teorii evolventnoiy zubchatoiy peredachi. – M.: Mashinostroenie. 1969. – 432s. [in russian].

8. Gotovcev A. A. Proectirovanie cepnich peredach / A. A. Gotovcev, I.P. Cotenoc / Spravochnik. M.: Mashinostroenie, 1982. - 336 s. [in russian].

9. Beregnoy S. B., Ostapenko O.I., Skoryunov A.A.. Primenenie evolventnich zvezdochek v cepnich peredachah //XXII Mezhdunarodnaiy innovacionno-orientirovannaiy konferenciya molodich uchenich I studentov (MIKMUS -2010) «Budushee mashinostroenie Rosii»: sbornik materialov konferencii s elementami nauchnoiy shkoli dliy molodezhi (Moskva, 26-29 oktyabriy 2010 g.) / M: Izd-vo IMASH RAN, 2010. – s. 69[in russian].

10. Kurapov G.V., Berezhnoy S.B., Ostapenko O.I., Skoryunov A.A. Opredelenie osnovnih geometricheskih parametrov evolventnich zvezdochek s celiu izgotovleniya standartnim rezhushim instrumentom // Perspektivi razvitiya nauki I obrazovaniy: sb. nauch. tr. po. mat-lam Mezhdunar. nauch.-prakt. conf. 28 sentiybriy 2012 г.: v 14 chastiyh. Chast 8; M-vo obr. i nuki RF. Tambov: Izd-vo TROO «Biznes-Nauka-Obshestvo», 2012. – s. 69-7[in russian].

Сведения об авторах**Information about author**

Бережной С.Б., д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Технической механики и гидравлики», ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет», г. Краснодар, Российская Федерация

S.B. Berezhnoy, Dr. Sci. Tech., Professor, Head chair “Technical mechanics and hydraulics”, FSBEI of HPE “Kuban state technological University”, Krasnodar, the Russian Federation

Скорюнов А.А., аспирант, ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет», г. Краснодар, Российская Федерация

A.A. Skoryunov, Postgraduate student, FSBEI of HPE “Kuban state technological University”, Krasnodar, the Russian Federation

e-mail: skoryunov@mail.ru