

УДК 681.855.001

UDC 681.855.001

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ
ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ В
СПЕЦИАЛЬНЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ,
РАБОТАЮЩИХ В МАШИНАХ И
ОБОРУДОВАНИИ НЕФТЕГАЗОВОГО
КОМПЛЕКСА**

**PREDICTION OF WEAR PARKING CHAIN IN
SPECIAL GEARS OPERATING IN
MACHINERY AND EQUIPMENT OF
OIL AND GAS COMPLEX**

Бережной Сергей Борисович
д.т.н., профессор

Berezhnoy Sergey Borisovich
Dr.Sci.Tech., professor

Метильков Станислав Антонович
д.т.н., профессор

Metilkov Stanislav Antonovich
Dr.Sci.Tech., professor

Скорюнов Антон Андреевич
аспирант

Skoryunov Anton Andreevich
postgraduate student

*Кубанский государственный
технологический университет, Краснодар, Россия*

*Kuban State Technological University, Krasnodar,
Russia*

Разработан метод прогнозирования интенсивностей изнашивания приводных роликовых цепей в передачах с внутренним зацеплением, с учетом пути трения в шарнире при вынужденных поперечных колебаний ветвей цепного контура, который основан на вероятностно-статистическом представлении процесса изнашивания

A method for predicting the wear rate of the drive roller chains in programs with internal teeth was developed. We took into account the way the friction in the hinge when forced transverse oscillation branches chain loop, which is based on probabilistic and statistical representation of the wear process

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

Цепная передача с внутренним зацеплением [1,4] 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.

Изготовление ведущей звездочки с внешними зубьями и ведомой звездочки с внутренними зубьями осуществляется по запатентованной методике [2, 3].

Специфичность цепной передачи с внутренним зацеплением [4] состоит в том, что приводная роликовая цепь б 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 (рис. 1).

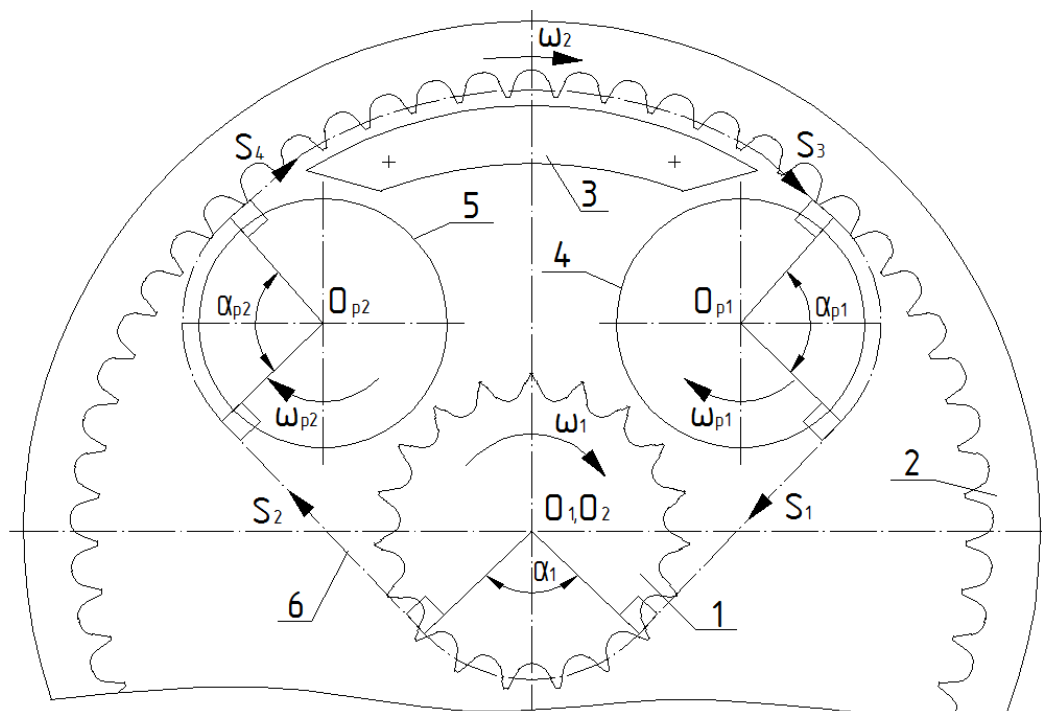


Рисунок 1. Общая схема цепной передачи с внутренним зацеплением (ЦПВЗ). Силы в контуре передачи

Первая ведущая ветвь располагается между сходом звена цепи с ведомой звездочкой внутреннего зацепления 2 и заходом звена цепи на отклоняющий ролик 4. Вторая ведущая ветвь располагается между сходом звена цепи с отклоняющего ролика 4 и зацеплением звена цепи с зубом ведущей звездочки 1. Ведомые ветви симметричны относительно оси, проходящей через ось вращения ведущей звездочки 1 и середину поддерживающей шины 3. При этом сохраняются достоинства традиционных цепных передач: отсутствие скольжения цепи по зубьям звездочки; малые силы, действующие на валы; высокий КПД.

Цепные передачи с внутренним зацеплением имеют недостатки, присущие цепным передачам обычного исполнения: шум, динамические нагрузки, обусловленные внутренними факторами, характерными для цепных передач, непостоянство мгновенной скорости цепи и ведомой звездочки.

Изнашивание приводной роликовой цепи в работающей передаче происходит непрерывно при перемещении звеньев по контуру передачи. При этом приращение среднего шага цепи Δt 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 [6].

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

Рассмотрим математическое ожидание (МО) интенсивности изнашивания приводных роликовых цепей по увеличению среднего шага $\overline{I_{\Delta t}}$.

Интенсивность изнашивания, по определению [7], есть отношение значения износа к пути трения, на котором происходит изнашивание. Представим интенсивности изнашивания цепи по увеличению среднего шага цепи как отношение МО износа цепи $\overline{\Delta_t}$ (%), выраженного приращением среднего шага, к МО пути трения изнашивания $\overline{S_T}$ (м)

$$\overline{I_{\Delta t}} = \frac{\overline{\Delta_t}}{\overline{S_T}}. \quad (1)$$

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.

Рассмотрим первую ведущую ветвь цепной передачи внутреннего зацепления. Сход звена цепи из зацепления с зубом ведомой звездочки внутреннего зацепления обеспечивает угловое перемещение в шарнире

$\varphi_{z_2} = \frac{2\pi}{z_2}$. При заходе звена цепи на обводной ролик угловое перемещение

в шарнире составляет $\varphi_{z_t} = \frac{2\pi}{z_t}$.

Рассмотрим вторую ведущую ветвь цепной передачи внутреннего зацепления. Сход звена цепи с обводного ролика обеспечивает угловое

перемещение в шарнире $\varphi_{z_t} = \frac{2\pi}{z_t}$. При заходе звена цепи в зацепление с

зубом ведущей звездочкой угловое перемещение в шарнире составляет

$\varphi_{z_1} = \frac{2\pi}{z_1}$.

Учитывая симметричность ведомых и ведущих ветвей цепного контура, можно записать суммарное угловое перемещение за счет захода в зацепление и выхода из зацепления звеньев в следующем виде:

$$\varphi_z = 4\pi \left(\frac{2}{z_t} + \frac{1}{z_1} \right) \quad (2)$$

Рассмотрим суммарное угловое перемещение в шарнире, обусловленное поперечными колебаниями ветвей.

Первая ведущая ветвь располагается между сходом звена цепи с ведомой звездочкой внутреннего зацепления 2 и заходом звена цепи на отклоняющий ролик 4. При этом длина первой ведущей ветви

незначительная, не более двух звеньев. Поэтому не представляет интереса для исследования поперечных колебаний.

Вторая ведущая ветвь располагается между сходом звена цепи с отклоняющего ролика 4 и зацеплением звена цепи с зубом ведущей звездочки 1. Вторая ведущая ветвь имеет значительно большую длину, чем первая. В связи с этим проведем исследование поперечных колебаний второй ведущей ветви цепного контура, обусловленных граненностью звездочек.

Траектория шарнира цепи поперечных колебаний второй ведущей ветви, обусловленных граненностью звездочек, описывает [8] уравнение

$$U_1(x) = A_1 \cdot \frac{x}{L_2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{k1} \cdot \frac{\sin \frac{kz_1 \omega_1 a_2}{a_1^2 - v^2} \cdot x}{\sin \frac{kz_1 \omega_1 a_2}{a_2^2 - v^2} \cdot L_2} \cdot \cos kz_1 \omega_1 \left(\frac{x}{v} + \frac{v(x - L_2)}{a_2^2 - v^2} \right) +$$

$$+ A_2 \cdot \frac{L_2 - x}{L_2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{k2} \cdot \frac{\sin \frac{kz_t \omega_p a_2}{a_1^2 - v^2} \cdot (L_2 - x)}{\sin \frac{kz_t \omega_p a_2}{a_2^2 - v^2} \cdot L_2} \cdot \cos kz_t \omega_p \left(\frac{x}{v} + \frac{\varphi_c}{\omega_p} + \frac{vx}{a_2^2 - v^2} \right) \quad (3)$$

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

$A_{k2} = \frac{t z_t}{\pi(1 - k^2 z_t^2)}$; 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; ω_1, ω_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; φ_c – угол сдвига фазы отклоняющего ролика относительно

ведущей звездочки, $\varphi_c = \psi \frac{2\pi}{z_p}$; ψ - коэффициент, учитывающий целое

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

Траектория шарнира цепи, полученная из уравнения (3) 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 2.

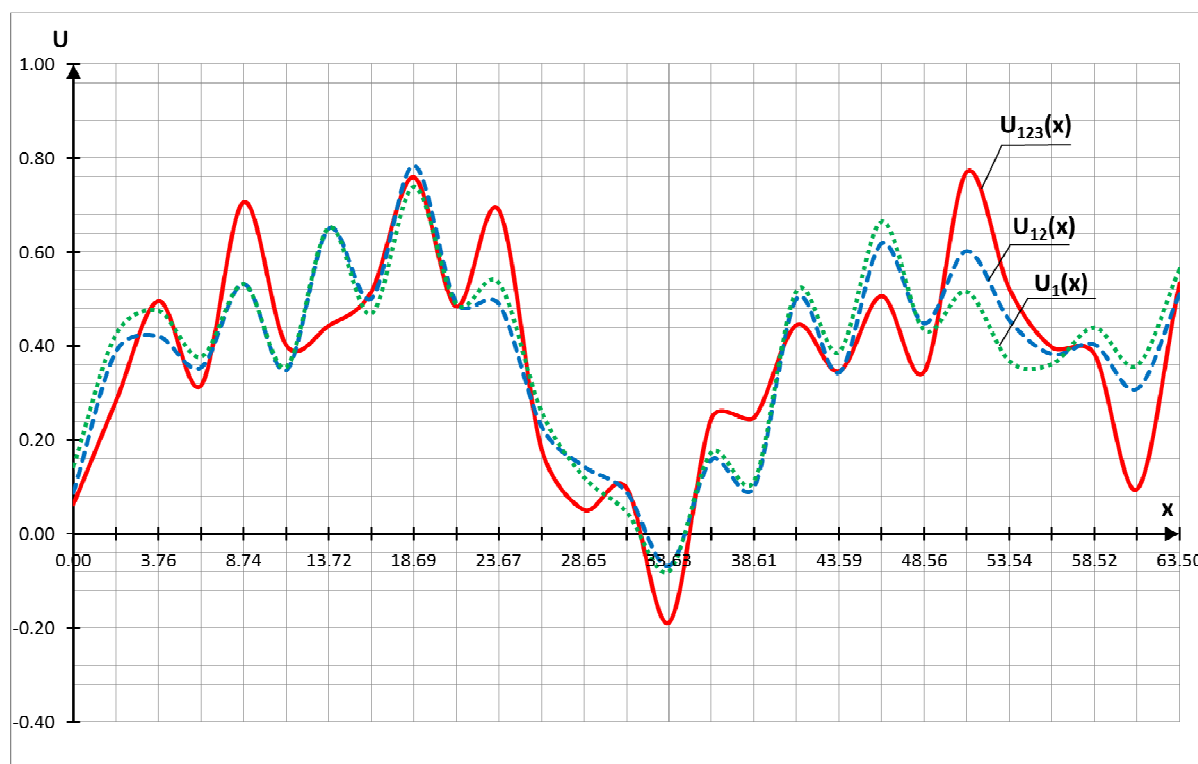


Рисунок 2. Траектория движения шарнира цепи при поперечных колебаниях второй ведущей ветви передачи с внутренним зацеплением с номерами гармоник $k=1$ ($U_1(x)$), $k=2$ ($U_{12}(x)$), $k=3$ ($U_{123}(x)$)

Используя уравнение траектории шарнира при поперечных колебаниях ветви (3), найдем угол φ_i относительного поворота валика и втулки в i -м шарнире при перемещении шарнира на один шаг из положения i в положение $i + 1$

$$\varphi_i = \frac{U_{2i+2} - 3U_{2i+1} + 3U_{2i} - U_{2i-1}}{t} \quad (4)$$

где $U_{2i+2}, U_{2i+1}, U_{2i}, U_{2i-1}$ - ординаты $i+2, i+1, i, i-1$ шарниров цепи, которые находятся [8] при подстановки в уравнение (3) расстояния $x_i = it, ; i$ - порядковый номер шарнира цепи в ветви цепного контура, $i = 1, 2, \dots, n$.

На рисунке 3 график углового перемещения в шарнире цепи при его пробеге по второй ведущей ветви в процессе поперечных колебаний.

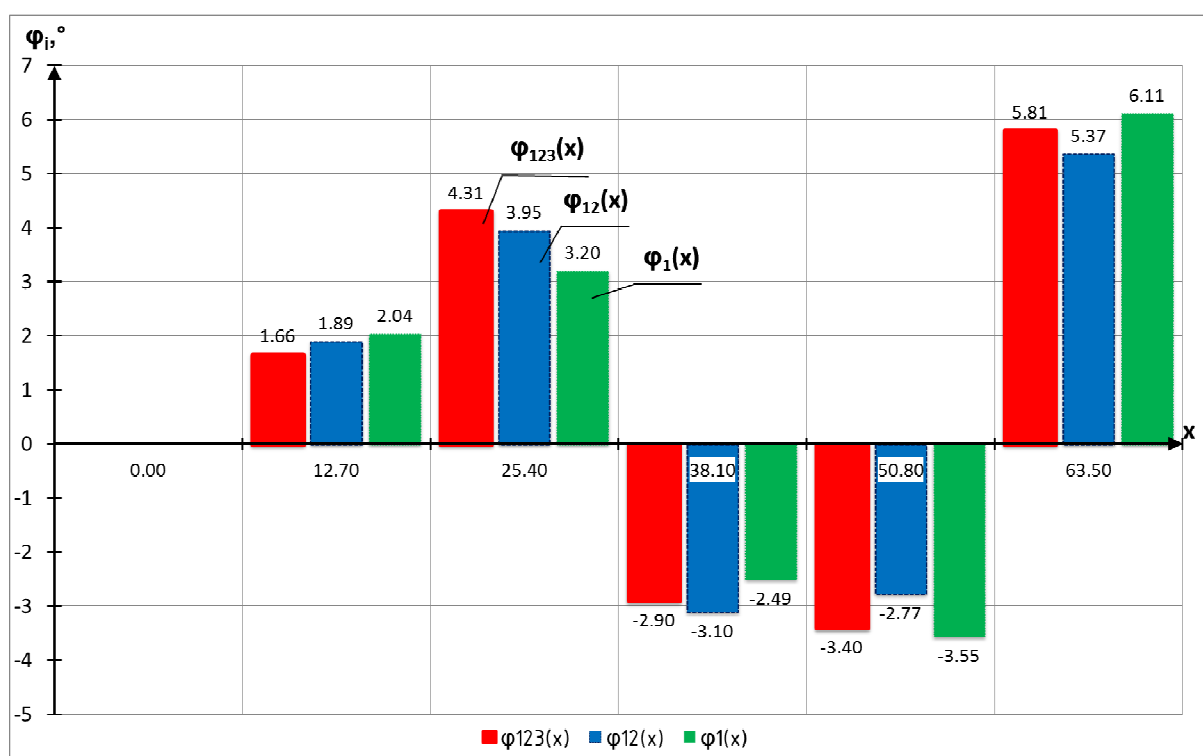


Рисунок 3. График углового перемещения в шарнире цепи при его пробеге по второй ведущей ветви в процессе поперечных колебаний с номерами гармоник $k=1$ ($\varphi_1(x)$), $k=2$ ($\varphi_{12}(x)$), $k=3$ ($\varphi_{123}(x)$)

Угол поворота в шарнире (4) при поперечных колебаниях второй ведущей и третьей ведомой ветви, возмущенных граненностью звездочек, с учетом их симметрии составляет

$$\varphi_k = \sum_{i=1}^n \varphi_{i2\theta} + \sum_{i=1}^n \varphi_{i3x} \cdot \quad (5)$$

Таким образом, суммарное угловое перемещение в шарнире за один пробег контура цепи с учетом (2) и (5) имеет вид

$$\varphi_{\Sigma} = \varphi_z + \varphi_k \quad (6)$$

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

$$S_T = 1800 \frac{T \nu d_e \varphi_{\Sigma}}{W_{tk} t}, \quad (7)$$

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

Расчеты изнашивания деталей машин обычно основаны на эмпирических зависимостях [7], полученных путем анализа установившихся процессов. Такие зависимости связывают интенсивность изнашивания, равную высоте изношенного слоя за единицу пути трения, с нагрузкой сопряжений, механическими характеристиками материалов, параметрами шероховатости, условиями эксплуатации. Для приводных роликовых цепей зависимость МО интенсивности изнашивания \bar{I}_p от МО давления в шарнире \bar{p} представим [9] в виде

$$\bar{I}_p = I_n K_{\nu} \bar{p}, \quad (8)$$

где I_n - коэффициент пропорциональности, физический смысл которого можно представить нормированной (относительно параметров базовой передачи, режимов и результатов испытаний на надежность) удельной (относительно давления в шарнире) интенсивностью изнашивания цепи, учитывающий механические характеристики материалов деталей шарнира, параметры шероховатости их поверхностей, эксплуатационные факторы и конструктивные параметры базовой передачи; K_{ν} - коэффициент эксплуатации; \bar{p} - МО давления в шарнире.

Заложенные в стандарте [12] требования к материалам деталей, к их упрочнению термическими или химико-термическими методами, к точности собранной цепи обеспечивают, в конечном счете, качество приводных роликовых цепей. Для количественной оценки качества цепей определим нормированную, удельную относительно давления в шарнире, интенсивность изнашивания цепи по условиям и результатам ускоренных стендовых испытаний базовых передач, указанных в приложении стандарта [12]

$$I_n = \frac{\Delta_{in}}{K_{эн} S_n p_n}, \quad (9)$$

где Δ_{in} - нормированное увеличение среднего шага цепи в процентах,

$\Delta_{in} = \frac{100 \delta_{Ln}}{N t}$; δ_{Ln} - предельное увеличение длины измеряемого отрезка

цепи, мм; N - количество звеньев в измеряемом отрезке цепи; $K_{эн}$ - коэффициент эксплуатации базовой передачи, $K_{эн} = 1$; S_n - нормированный

путь трения в шарнире, $S_n = 1800 \frac{v_n T_n d \varphi_{\Sigma n}}{W_{ктн} t}$; $\varphi_{\Sigma n}$ - суммарное

нормированное угловое перемещение в шарнире за один пробег контура

цепи базовой передачи, $\varphi_{\Sigma n} = 2\pi \left(\frac{1}{z_{1n}} + \frac{1}{z_{2n}} \right)$; v_n - скорость цепи базовой

передачи, $v_n = \frac{z_{1n} n_{1n} t}{60 \cdot 1000}$; n_{1n} - частота вращения ведущей звездочки базовой

передачи; z_{1n}, z_{2n} - числа зубьев ведущей-1 и ведомой-2 звездочек базовой

передачи; T_n - установленная безотказная наработка базовой передачи без

периода приработки цепи; $W_{тн}, N$ - число звеньев в цепном контуре,

количество звеньев в измеряемом отрезке [12]; p_n - нормированное

среднее давление в шарнире цепи, $p_n = 0,502 \frac{F_n}{A_{on}}$; F_n - передаваемая нагрузка ведущей ветвью базовой передачи, Н.

Условия эксплуатации в значительной мере влияют на интенсивность изнашивания приводной роликовой цепи. В процессе эксплуатации цепных передач увеличивается длина цепного контура вследствие износа в шарнирах. Такое увеличение приводит к изменениям соотношений усилий в ведущих и ведомой ветвях передачи, форм расположения звеньев цепи на зубьях звездочек и повышенными вибрациями ветвей. Поэтому при проектировании цепных передач должно быть предусмотрено устройство для регулировки натяжения цепного контура. Способ регулирования натяжения цепного контура оказывает существенное влияние на интенсивность изнашивания цепи. Коэффициент влияния способа натяжения контура [9] составляет:

- $K_{вн} = 1,00$ при автоматическом натяжении,
- $K_{вн} = 1,25$ при периодическом натяжении.

Колебание нагрузки влияет на изнашивание цепи. С увеличением колебания нагрузки относительно номинального значения увеличивается интенсивность изнашивания в шарнире. Коэффициент влияния интенсивности изнашивания учитывается зависимостью

$$K_{од} = 1 + LnK_о. \quad (10)$$

Смазывание цепи существенно влияет на ее износ. С увеличением скорости цепи увеличивается изнашивание цепи. Для цепей, работающих в масляной ванне, влияние скорости на изнашивание оценивается соотношением

$$K_{ес} = \sqrt{\frac{v}{4,6}}. \quad (11)$$

МО коэффициента влияния на интенсивность изнашивания цепи эксплуатационных факторов можно представить в виде произведения частных коэффициентов влияния

$$K_{\circ} = K_{\text{вн}} K_{\text{вд}} K_{\text{вс}}, \quad (12)$$

МО давления в шарнире в процессе его пробега по цепному контуру передачи составляет

$$\bar{p} = \frac{\sum_{j=1}^m \bar{P}_j}{v A_{\text{он}} m \eta}, \quad (13)$$

где \bar{P}_j - МО мощности, передаваемой j -й ветвью цепного контура, Вт.;

j - порядковый номер ветви цепного контура, $j = 1, 2, 3, \dots, m$;

m - количество ветвей в цепном контуре передачи;

η - коэффициент полезного действия цепной передачи.

Приравнявая МО интенсивностей изнашивания в зависимости от увеличения шага цепи (1) и давления в шарнирах (8), получаем зависимость для прогнозирования приращения среднего шага приводной роликовой цепи в передаче с внутренним зацеплением

$$\bar{\Delta}_t = I_n K_{\circ} S_T \bar{p}. \quad (14)$$

Существующие в настоящее время расчеты изнашивания приводных роликовых цепей передач по критерию износостойкости нельзя признать эффективными, поскольку имеют существенные недостатки и выполнены на детерминированном уровне.

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.

Пример расчета.

Рассмотрим приводную роликовую цепь типа ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97.

Исходные параметры базовой передачи, нагрузочные режимы работы базовой передачи и результаты испытаний для приводной роликовой цепи типа ПР-12,7-18,2 следующие: $\delta_{Ln} = 2,5$ мм,

$$W_{ктн} = 110, N = 49, A_{он} = 50 \text{ мм}^2,$$

$$T_H = 640 \text{ ч}, F_H = 1400 \text{ Н}, v_H = \frac{17 \cdot 12,7 \cdot 1280}{60 \cdot 1000} = 4,6 \text{ м/с}, d_g = 4,45 \text{ мм},$$

Результаты расчета по зависимости (9) с приведенными исходными данными составляет:

$$\Delta_{тн} = \frac{100 \delta_{Ln}}{N t} = \frac{100 \cdot 2,5}{49 \cdot 12,7} = 0,4 \%, \quad v_H = \frac{z_{1н} n_{1н} t}{60 \cdot 1000} = \frac{17 \cdot 1280 \cdot 12,7}{60 \cdot 1000} = 4,61 \text{ м/с},$$

10

$$\varphi_{\Sigma_H} = 2 \cdot 2\pi \left(\frac{1}{z_{1н}} + \frac{1}{z_{2н}} + \frac{1}{z_{2у}} + \frac{1}{z_{1у}} \right) = 2\pi \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{44} + \frac{1}{44} + \frac{1}{17} \right) = 1,024 \text{ рад.},$$

$$S_H = 1800 \frac{v_H T_H d_g \varphi_{\Sigma_H}}{W_{ктн} t} = 1800 \cdot \frac{4,61 \cdot 640 \cdot 4,45 \cdot 1,024}{110 \cdot 12,7} = 17320,7 \text{ м},$$

$$p_H = 0,502 \frac{F_H}{A_{он}} = 0,502 \cdot \frac{1400}{50} = 14,06 \text{ МПа},$$

$$I_H = \frac{\Delta_{тн}}{S_H p_H} = \frac{0,4}{17323 \cdot 14,06} = 1,65 \cdot 10^{-6} \% / (\text{МПа} \cdot \text{м})$$

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

По зависимости (10) вычислим влияние эксплуатационных факторов на изнашивание цепи

$$K_9 = K_{\text{вн}} K_{\text{вд}} K_{\text{вс}} = 1,25 \cdot (1 + Ln 1,3) \cdot \sqrt{\frac{2,57}{4,6}} = 1,18$$

По зависимости (7) определим путь трения в шарнире в зависимости от 1000 ч наработки передачи

$$S_T = 1800 \cdot \frac{T v d_e \varphi_{\Sigma}}{W_{tk} t} = 1800 \frac{1000 \cdot 2,57 \cdot 4,45 \cdot 2,66}{40 \cdot 12,7} = 108182 \text{ м}$$

$$\varphi_{\Sigma} = \varphi_z + \varphi_k = 2,06 + 0,61 = 2,67$$

$$\varphi_k = \sum_{i=1}^n \varphi_{i2e} + \sum_{i=1}^n \varphi_{i3x} = 0,32 + 0,29 = 0,61$$

$$\varphi_z = 2 \cdot \left(2 \frac{2\pi}{z_t} + \frac{2\pi}{z_1} \right) = 4\pi \left(\frac{2}{z_t} + \frac{1}{z_1} \right) = 4\pi \left(\frac{2}{18,18} + \frac{1}{19} \right) = 2,06$$

$$\bar{p} = 10^3 \frac{\sum_{j=1}^m \bar{P}_j}{v A_{on} m \eta} = \frac{\sum_{j=1}^{m=4} 2000 + 2000 + 43 + 43}{2,57 \cdot 50 \cdot 4 \cdot 0,97} = 8,19 \text{ МПа}$$

С учетом проведенных вычислений, прогнозируем изнашивание цепи за 1000 часов работы передачи с внутренним зацеплением

$$\bar{\Delta}_t = I_n K_9 S_T \bar{p} = 1,65 \cdot 10^{-6} \cdot 1,18 \cdot 108182 \cdot 8,19 = 1,73\%$$

По приведенным зависимостям построим график зависимости увеличения среднего шага приводной роликовой цепи от наработки в часах (рисунок 4).

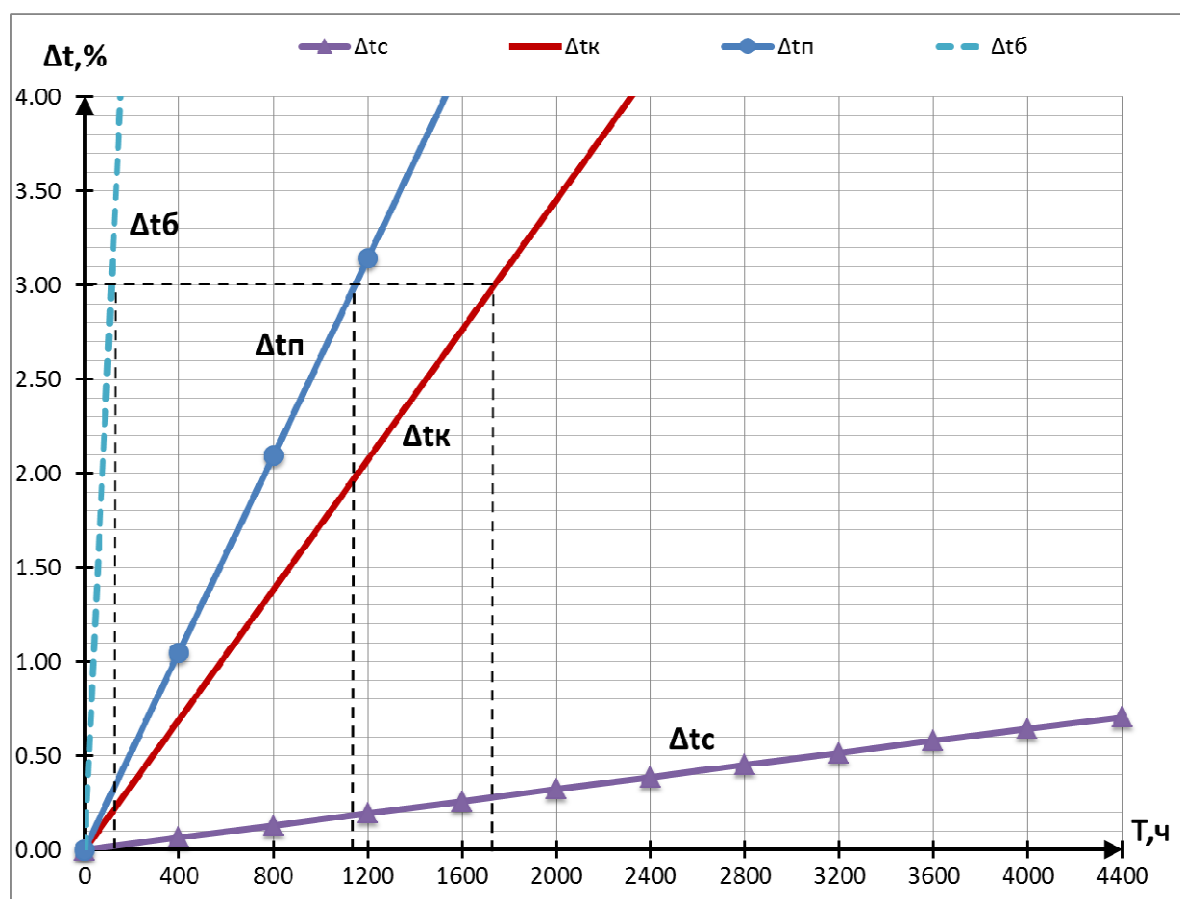


Рисунок 4. График увеличения среднего шага приводной роликовой цепи.

- Δt_c – рассчитанный по справочнику (при картерной смазке);
- Δt_k – при картерной смазке; Δt_n – при периодической смазке;
- Δt_b – без смазки.

На рисунке 4 приведены зависимости увеличения среднего шага цепи от наработки для различных условий эксплуатации передачи рассчитанных по новой методике и по справочнику при картерной смазке.

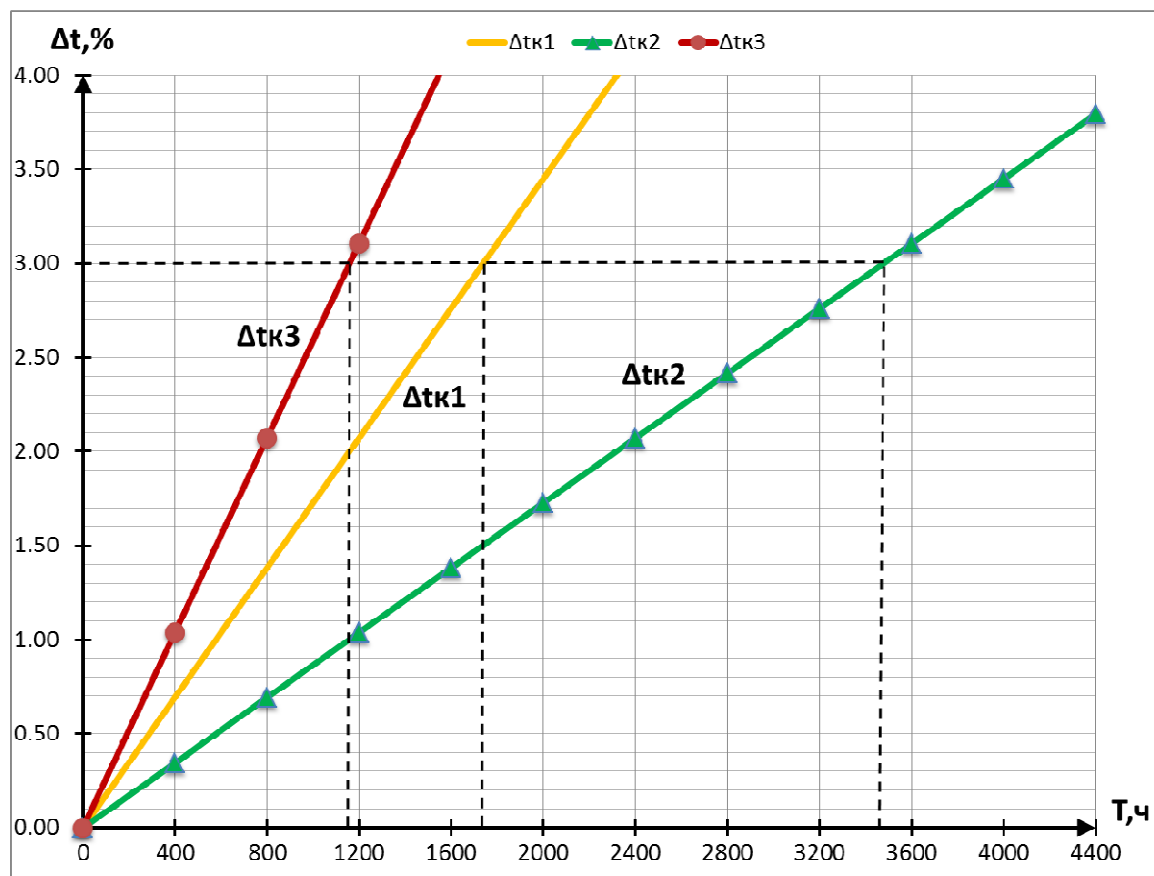


Рисунок 5. График зависимости увеличения среднего шага приводной роликовой цепи от натяжения ведущей ветви передачи.

Δt_{k1} – при $F_{t1}=777$ Н; Δt_{k2} – при $F_{t2}=388$ Н; Δt_{k3} – при $F_{t3}=1165$ Н.

Для определения точности прогнозирования изнашивания приводных роликовых цепей сравним удельную, относительно давления в шарнире, интенсивность изнашивания приводной роликовой цепи базовой передачи с прогнозом удельной интенсивности изнашивания передачи с внутренним зацеплением и определим удельную интенсивность изнашивания рассчитываемой передачи по справочнику [11].

Для передачи с внутренним зацеплением, прогноз удельной интенсивности изнашивания цепи составит

$$\overline{I_{pn}} = \frac{\overline{\Delta_t}}{S_T p} = \frac{1,73}{108182 \cdot 8,19} = 1,95 \cdot 10^{-6} \% / (\text{МПа} \cdot \text{м})$$

Расхождение результатов определим из соотношения

$$\overline{\Delta_{I_{pn}}} = \frac{\overline{I_n} - \overline{I_{pn}}}{\overline{I_n}} = \frac{1,65 - 1,95}{1,65} \cdot 100 = 17,95\%.$$

Для рассчитываемой передачи износ цепи [11] составит

$$\Delta_{ic} = \frac{C \cdot \overline{p} \cdot \sqrt[3]{v} \cdot K_\gamma}{87100 \cdot K_u \cdot K_m \cdot K_c \cdot C_z \cdot K_A \cdot K_u}$$

$$\Delta_{ic} = \frac{1000 \cdot 8,19 \cdot \sqrt[3]{2,57} \cdot 1,25}{87100 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 1,09 \cdot 0,46 \cdot 1,07} = 0,16\%$$

При этом интенсивность изнашивания цепи примет значения

$$\overline{I_{pc}} = \frac{\overline{\Delta_{ic}}}{S_T \cdot \overline{p}} = \frac{0,16}{108182 \cdot 8,19} = 0,18 \cdot 10^{-6} \%/\text{м}$$

Расхождение результатов удельной интенсивности изнашивания приводной роликовой цепи базовой передачи и рассчитанной по справочнику [11] определим из соотношения

$$\overline{\Delta_{Ic}} = \frac{\overline{I_{pб}} - \overline{I_{pc}}}{\overline{I_{pб}}} = \frac{1,65 - 0,18}{1,65} \cdot 100 = 89,09\%.$$

Предлагаемая модель прогнозирования изнашивания приводной роликовой цепи с внутренним зацеплением разработана на вероятностно-статистической основе и учитывает достигнутый уровень качества (нормированная удельная интенсивность изнашивания I_n), 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 [12] на 17,95%, что позволило увеличить точность расчета по сравнению со справочником [11] в 5 раз.

Представленная 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. 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.
2. 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.
3. 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.
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. Синтез и анализ роликовых цепных передач: Дис. д-ра. техн. наук. - Краснодар, 2004. - 431 с.
6. Глущенко И.П., Петрик А.А. Цепные передачи. Киев: Техніка, 1973. 104с.
7. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисына. - М.: Машиностроение. - 1978. - Кн. 1. - 1978. – 400 с. - Кн. 2. - 1979. - 358 с.
8. 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.
9. Метильков С.А., Бережной С.Б., Бачалов И.А. Расчет работоспособности цепных передач// Вестник машиностроения. 2010. № 12. С. 19-23.
10. 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
11. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.
12. ГОСТ 13568 -97. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. - М.: Изд -во стандартов, 2000. - 22 с.

References

1. Pat. 131438 Rossiyskay Federacia, MPK F 16 H 37/02. Zubchato-cepnaiy peredacha s vnutrennim cepnam zacepleniem / Berezhnoy S.B., Ostapenko O.I., Voina A.A., Skoryunov A.A., Kurapov G.V. ; Fed. gos. bud. obr. uch. visshego prof. obr. «Kubanskiy gos. technologicheskiiy universitet» (FGBOU VPO KubGTU). - №2013122154/11; zaiyvl. 14.05.13; opubl. 20.08.13, Bul. №23. – 2 s.: il.
2. Pat. 2110374 Rossiyskay Federacia, MPK B 23 F 1/06, F 16 H 55/30. Sposob izgotovleniy evolventnih zviezdochek / Berezhnoy 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.

3. 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.
4. Beregnoy S.B. Rolikovie cepnie peredachi obshemashinostroitel'nogo primeneniya. – M.: Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2004. – 242 s.
5. Beregnoy S. B. Sintez i analiz rolikovih cepnih peredach: Dis. d-ra. techn. nauk. - Krasnodar, 2004. - 431 s.
6. Glushenko I.P., Petrik A.A., Cepnie peredachi. Kiev: Tehnika, 1973. 104s.
7. Trenie, iznashivanie i smazka: Spravochnik v 2 kn. / Pod red. I.V. Kragelskogo, V.V. Alisina. – M.: Mashinostroenie. – 1978. – Kn. 1. – 1978. – 400 s.– Kn. 2.– 1979.– 358 s.
8. Glushenko I.P., Petrik A.A., Metilkov S.A. O poerechnih kolebaniyah privodnoi rolikovoi cepi, obuslovlennih granenostiye zviezdochek // *Mechanicheskie peredachi: Sb. nauch. tr. vip. 73/ Krasnodar/ politehn. in-t.* – 1975. – S. 3 -10.
9. Metilkov S.A., Berezhnoy S.B., Bachalov I.A. Raschet rabotosposobnosti cepnikh peredach// *Vestnik mashinostroenia.* 2010. № 12. S. 19-23.
10. 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
11. Gotovcev A. A., Kotenok I.P. Proectirovaniye cepnih peredach: Spravochnik. M.: Mashinostroenie, 1982. - 336 s.
12. GOST 13568-97. Cepi privodnie rolikovie i vtulochnie. Obshie tehniicheskie usloviya. – M.: Izd-vo standartov, 2000. – 22 s.