

была бы равна средней интенсивности $\overline{h_5''}$ изнашивания половин втулок, обращенных на середину внутреннего звена (см. рис. 1).

Например, если $\overline{h_1'} \approx \overline{h_2'} \approx \overline{h_5'}$, то для получения $\overline{\Delta h_\xi} = 0$ необходимо, чтобы износостойкость половин каждой втулки, обращенная к концам внутреннего звена, была в три раза больше износостойкости другой половины.

Подводя итоги, следует отметить, что с целью уменьшения разноразмерности наружных и внутренних звеньев согласование износостойкости рабочих поверхностей втулок и валиков позволяет существенно повысить точность и надежность приводных цепей. Это достигается путем увеличения точности и надежности наружных звеньев за счет разумного сбалансированного снижения этих показателей у внутренних звеньев (рис. 2).

Практическая реализация принципа сбалансирования износостойкости может быть осуществлена двумя способами:

- увеличением, по сравнению с номинальной, износостойкости половин втулок, обращенных к концам внутреннего звена;
- уменьшением, по сравнению с номинальной, износостойкости половин втулок, обращенных к середине внутреннего звена.

В ситуации, когда традиционно повышение износостойкости втулок роликовых цепей осуществляется путем выбора материала и поверхностной обработки для получения деталей с все более высокой твердостью рабочих поверхностей, первый способ не всегда может быть реализован. При достигнутой уже предельно высокой твердости, практически одинаковой для всех рабочих поверхностей деталей шарниров, технически и экономически эффективным является второй способ, когда сбалансирование износостойкости осуществляется путем разумного уменьшения твердости некоторых рабочих поверхностей деталей цепи.

Summary. In the process of wear of driving chains the most significant failures are caused by big unacceptable wear elongation of the pitch of outer pin link. The actual pitch of pin link elongates much faster than roller link, because of the wear of wear of several parts of driving chains. Traditionally, the parts of driving chains have rather great hardness, approximately equal on every surface. The wear resistance of the inner sides of roller link bushing must be reduced. It raises a little increase in the pitch of roller links, and significant reduction in the increase of the pitch of pin links. It results in substantial elongation of service life of driving chains in actual operating conditions, where damage of driving chains is caused by the wear of the surface of its parts.

УДК 621.855

А. Петрик, С. Метильков, А. Пунтус

(Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар)

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ В ВЕРОЯТНОСТНОМ АСПЕКТЕ

Анотація. Подані результати дослідження приводних ланцюгів, на основі яких запропонована методика прогнозування зношування ланцюгів на основі теорії імовірності. Числові характеристики параметрів випадкових величин, що впливають на інтенсивність зношування, визначаються із врахуванням розсіювання навантажувальних та швидкісних режимів, умов експлуатації і конструктивних параметрів відкритих ланцюгових передач. Значимість окремих факторів

ілюструють наведенні залежності. Вони дозволяють ефективно і цілеспрямовано керувати процесом мінімізації зношування ланцюга і прогнозувати його ресурс.

Інтенсивність изнашивания шарниров цепи зависит от многих факторов, в первую очередь от физико-механических характеристик и фрикционно-усталостных параметров материала деталей шарниров, условий эксплуатации и нагрузочных режимов, макрогеометрии поверхностей трения и конструктивных параметров передачи.

Физико-механические характеристики и параметры фрикционной усталости материала деталей, макрогеометрия поверхностей трения стандартных приводных роликовых цепей изменяются в незначительных интервалах, ограниченных требованиями стандарта и чертежа, в то время как условия эксплуатации, нагрузочные режимы и конструктивные параметры открытой цепной передачи варьируют в широких пределах. Поэтому представляет интерес, в первую очередь, провести исследования влияния на интенсивность изнашивания цепи условий эксплуатации, нагрузочных режимов и параметров передачи на основе вероятностного подхода с учетом статистических экспериментальных данных.

Износ приводных роликовых цепей, оцениваемый увеличением среднего шага звеньев, является результатом изнашивания валиков и втулок шарниров. В процессе изнашивания приводной цепи различают три стадии. На первой стадии происходит приработка деталей шарнира, которую характеризуют повышенная скорость приращения среднего шага цепи за счет высокой интенсивности изменения контактных параметров в шарнире и переход характеристик качества поверхности трения скольжения от исходного состояния к эксплуатационной шероховатости. Вторую стадию обуславливает минимальная и практически постоянная скорость изнашивания цепи. В заключительной стадии скорость изнашивания цепи значительно возрастает после износа упрочненного поверхностного слоя контактируемых поверхностей валика и втулки шарнира.

Переход к заключительной стадии изнашивания цепи означает наступление предельного состояния, которое соответствует увеличению среднего шага цепи на 30% при условии, что максимальное число зубьев звездочки в цепной передаче не превышает пятидесяти. Таким образом, ресурс открытой цепной передачи ограничивают первые две стадии изнашивания приводной роликовой цепи.

Изнашивание приводной роликовой цепи протекает случайно, все изменения в контакте шарнира по существу стохастические. Интенсивность и скорость изнашивания цепи во второй стадии относятся к стационарным процессам, поскольку приращение среднего шага цепи зависит только от интервала и не зависит от положения этого интервала на пути трения в шарнире или периода работы открытой передачи. Первая стадия изнашивания цепи является непродолжительной по сравнению со стационарным процессом изнашивания, а повышенный износ в шарнирах за период приработки обычно учитывают дополнительным увеличением среднего шага цепи.

Математическое ожидание интенсивности изнашивания $M(I)$ определяют как отношение увеличения среднего шага цепи Δ_t к пути S трения в шарнире:

$$M(I) = M\left(\frac{\Delta_t}{S}\right) \quad (1)$$

Расчеты изнашивания деталей машин обычно основаны на эмпирических зависимостях [1], полученных путем анализа установившихся процессов. Такие зависимости связывают интенсивность изнашивания, равную высоте изношенного слоя за единицу пути трения, с нагрузкой (давлением), механическими

характеристиками материалов, параметрами шероховатости, условиями эксплуатации. Для приводных роликовых цепей зависимость интенсивности изнашивания от давления P_{cp} в шарнире можно представить в виде:

$$M(I_{po}) = M(I_p) \cdot M(P_{cp}) \quad (2)$$

Случайную величину удельной интенсивности изнашивания приводной роликовой цепи проектируемой передачи характеризуют параметрами:

$$M(I_p) = M(I_{po} \cdot K_3), \quad \sigma(I_p) = \sigma(I_{po} \cdot K_3) \quad (3)$$

Числовые характеристики нормированной удельной интенсивности изнашивания приводной цепи I_{po} (%/МПа·м), являющиеся показателями качества ее изготовления, определяют [2] по результатам испытания [3] базовой цепной передачи:

$$M(I_{po}) = 48,1 \cdot \frac{W_{ko} \cdot A_{оп} \cdot u_o \cdot M(\Delta_L)}{W_o \cdot T_o \cdot F_o \cdot t \cdot d_B \cdot n_o \cdot (u_o + 1)} \quad (4)$$

$$\sigma(I_{po}) = 48,1 \cdot \frac{W_{ko} \cdot A_{оп} \cdot u_o \cdot \sigma(\Delta_L)}{W_o \cdot T_o \cdot F_o \cdot d_e \cdot n_o \cdot (u_o + 1)} \quad (5)$$

где W_{ko} и W_o - количество звеньев в цепном контуре и измеряемом отрезке цепи; $A_{оп}$ - опорная поверхность шарнира; u_o - передаточное число; $M(\Delta_L)$ - математическое ожидание нормированного увеличения длины измеряемого отрезка цепи; T_o - наработка цепи без учета периода приработки; F_o - окружное усилие; t - шаг цепи; d_B - диаметр валика; n_o - частота вращения ведущей звездочки.

Математическое ожидание $M(K_3)$ и среднеквадратическое отклонение $\sigma(K_3)$ коэффициента, учитывающего эксплуатационные, нагрузочные и конструктивные параметры рассчитываемой открытой цепной передачи, вычисляются по зависимостям:

$$\begin{aligned} M(K_3) &= K_{ВД} \cdot K_{ВН} \cdot M(K_{ИЗ} \cdot K_{ВС} \cdot K_{ВП}), \\ \sigma(K_3) &= K_{ВД} \cdot K_{ВН} \cdot \sigma(K_{ИЗ} \cdot K_{ВС} \cdot K_{ВП}) \end{aligned} \quad (6)$$

Коэффициент влияния динамичности нагрузки на интенсивность изнашивания цепи

$$K_{ВД} = 1 + \text{Ln}(K_D) \quad (7)$$

где $\text{Ln}(K_D)$ - натуральный логарифм коэффициента динамичности нагрузки.

Влияние способа натяжения цепного контура учитывают коэффициентом $K_{ВН}$, который принимают $K_{ВН} = 1$ при автоматическом натяжении и $K_{ВН} = 1,25$ - при периодическом.

Обработка результатов испытаний открытых цепных передач в воздушно-абразивной среде [4] позволила установить следующие зависимости для определения числовых характеристик коэффициента изнашивающей способности пыли:

$$M(K_C) = 1 + M[q \cdot \sqrt[3]{e_n \cdot d_n}], \quad \sigma(K_C) = \sigma[q \cdot \sqrt[3]{e_n \cdot d_n}] \quad (8)$$

где q - концентрация пыли в воздухе; ϵ_n - процентное содержание в почве песка с размером частиц d_n .

Математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение коэффициента влияния способа смазывания и скорости V приводной роликовой цепи на интенсивность ее изнашивания составляют:

$$M(K_{BC}) = K_{СП} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{V_{CKO}}{V_{CK}}\right)^2} \cdot M(\sqrt{V}),$$

$$\sigma(K_{BC}) = K_{СП} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{V_{CKO}}{V_{CK}}\right)^2} \cdot \sigma(\sqrt{V})$$
(9)

где $K_{СП}$ - коэффициент способа смазывания передачи [4].

Средние скорости относительного скольжения V_{CK} , V_{CKO} валика и втулки шарнира в процессе его пробега по контуру проектируемой и базовой цепных передач с числом звеньев W_K и звездочками Z_j рассчитывают по формуле:

$$V_{CK} = \frac{\pi \cdot d_B \cdot V}{W_k \cdot t} \cdot \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{Z_j} + \frac{1}{Z_{j+1}} \right).$$
(10)

Числовые характеристики коэффициента $K_{ВП}$ влияния погрешности изготовления и монтажа звездочек передачи на интенсивность изнашивания цепи равны:

$$M(K_{\%}) = 1 + \frac{1}{25} \cdot \left[\frac{M(\beta_{\Sigma})}{|\beta_{\Sigma}|} \right]^{2,5}, \quad \sigma(K_{\%}) = \frac{1}{25} \cdot \left[\frac{\sigma(\beta_{\Sigma})}{|\beta_{\Sigma}|} \right]^{2,5}$$
(11)

где β_{Σ} , $|\beta_{\Sigma}|$ - ожидаемый и допускаемый суммарные углы излома ветви цепного контура передачи относительно звездочки.

Средневзвешенное давление $M(p_{cp})$ в шарнире при прохождении его по цепному контуру передачи определяют с учетом давления p_j в шарнирах j -ой ветви по зависимости:

$$p_{cp} = \frac{\sum_{j=1}^N p_j \cdot \left(\frac{1}{Z_j} + \frac{1}{Z_{j+1}} \right)}{\sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{Z_j} + \frac{1}{Z_{j+1}} \right)}$$
(12)

При этом должно соблюдаться условие:

$$M(p_{cp}) \leq [p_{cp}] = \frac{[\Delta_t]}{3600 \cdot T \cdot I_{po} \cdot V_{ck} \cdot K_9} \leq \frac{473,7}{\sqrt[3]{z_1 \cdot t \cdot n_1}}$$
(13)

где $[\Delta_t]$ - допускаемое увеличение среднего шага цепи; T - время эксплуатации цепной передачи; Z_1 - число зубьев ведущей звездочки и n_1 - частота ее вращения.

С учетом соотношений (1) и (2) математическое ожидание увеличения среднего шага цепи за один пробег контура передачи равно:

$$M(\Delta_{t1}) = M\left(I_p \cdot \sum_{j=1}^N P_j \cdot S_j\right) \quad (14)$$

Путь трения в шарнире в процессе пробега его по j -й ветви цепного контура передачи имеет вид:

$$S_j = \pi \cdot d_B \cdot \left(\frac{1}{Z_j} + \frac{1}{Z_{j+1}}\right) \quad (15)$$

За период времени T эксплуатации цепной передачи математическое ожидание увеличения среднего шага цепи составит:

$$M(\Delta_{t(T)}) = 3600 \cdot \frac{T}{W_k \cdot t} \cdot M\left(V \cdot I_p \cdot \sum_{j=1}^N P_j \cdot S_j\right) \quad (16)$$

Среднеквадратическое отклонение среднего шага цепи:

$$\sigma(\Delta_{t(T)}) = 3600 \cdot \frac{T}{W_k \cdot t} \cdot \sigma\left(V \cdot I_p \cdot \sum_{j=1}^N P_j \cdot S_j\right) \quad (17)$$

Вероятностное прогнозирование износа приводных роликовых цепей открытых передач - это предсказание в вероятностном смысле увеличения ее среднего шага в процессе изнашивания шарниров за определенный период эксплуатации передачи. Прогнозирование износа приводных роликовых цепей на стадии проектирования открытой передачи позволяет сократить затраты времени и средств на испытание макетов и опытных образцов, а также дает возможность минимизировать износ цепи путем управления эксплуатационными условиями и конструктивными параметрами передачи.

Основанием для вероятностного прогнозирования износа цепи являются результаты обязательных стендовых испытаний на надежность приводных роликовых цепей на соответствие требованиям стандарта [3], экспериментально-статистические результаты исследований износостойкости открытых цепных передач и проектно-конструкторская документация исследуемой передачи.

Проведенные экспериментальные и аналитические исследования [5] подтверждают нормальный закон распределения увеличения шага в процессе изнашивания цепи. Плотность такого распределения увеличения среднего шага цепи имеет следующий вид:

$$f(\Delta_{t(T)}) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma(\Delta_{t(T)})} \cdot e^{-\frac{[\Delta_{t(T)} - M(\Delta_{t(T)})]^2}{2 \cdot \sigma^2(\Delta_{t(T)})}} \quad (18)$$

Приведенные расчетные зависимости позволяют проследить влияние нагрузочных (p) и скоростных (V) режимов работы открытой передачи, ее конструктивных параметров ($W_k \cdot t, Z_j, K_{ВН}$) и эксплуатационных факторов ($K_{сп}, q, K_d, \beta_\Sigma$) на изнашивание приводной роликовой цепи.

Значимость отдельных факторов наглядно иллюстрируется графиками, представленными на рисунке.

Приведенные графики позволяют выполнить ранжирование значимости нагрузочных (K_p), скоростных (K_v) режимов, конструкторских параметров ($K_{wt}, K_z, K_{ВН}$), эксплуатационных факторов ($K_{вд}, K_{из}, K_{вп}$) по степени их влияния на увеличение среднего шага цепи и целенаправленно управлять процессом износа приводной роликовой цепи на стадии проектирования передачи.

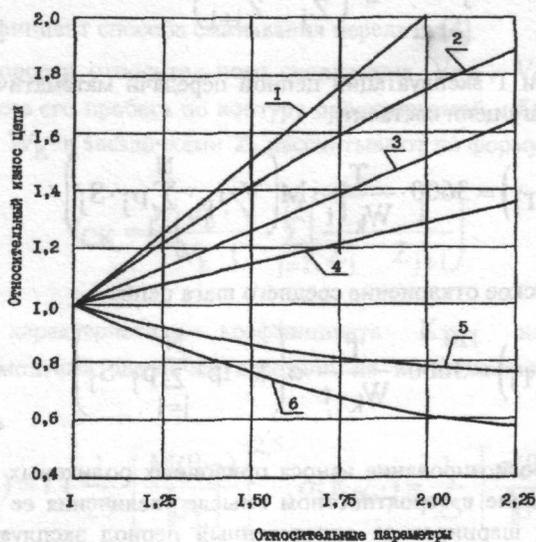


Рисунок - Графики относительного износа приводной роликовой цепи проектируемой передачи в сравнении с базовой с учетом относительных: 1 - нагрузочных режимов; 2 - скоростных режимов; 3 - изнашивающей способности воздушно-абразивной среды; 4 - погрешностей изготовления и монтажа передачи; 5 - чисел звеньев в контуре и шага цепи ($W \cdot t$); 6 - чисел зубьев ведущей звездочки

Summary. The paper presents the results of investigation of the driving roller chains and suggests the probability prediction procedure of the chain wear.

The numerical characteristics of the stochastic parameters that affect the wear intensity are determined in view of dispersion of the under-load and rate modes of operation, service conditions and design specifications of the open chain gear. The described relationships illustrate the process of minimizing the chains wear efficiently and purposeful and to predict its service life.

Перелік посилань:

1. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2-х кн./ Под ред. И.В.Крагельского и В.В.Алишина. - М.: Машиностроение, 1979. - 400 с.
2. Метильков С.А. Прогнозирование надежности открытых цепных передач на стадии проектирования// Цепные передачи и приводы: Сб. науч. тр./ Краснодар. политехн. ин-т. - Краснодар, 1988. - С. 14-26.
3. ГОСТ 13568-75. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. - М.:Изд-во стандартов,1975.- 21 с.
4. Метильков С.А. Износостойкость и показатели надежности цепных передач сельхозмашин/ Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1985. - № 1. - С. 28-30.
5. Петрик А.А., Иванов А.Д. Об изменении точности роликовой цепи в процессе ее изнашивания// Техническая механика: Сб. науч. тр./ Краснодар. политехн. ин-т. - Краснодар, 1972. - С. 9-16.

УДК 621.85.055.25:629.01

Г. Узклингис

(Латвийский сельскохозяйственный университет, г.Рига)

МОДЕЛИРОВАНИЕ И СИНТЕЗ РОЛИКОВОГО ЦЕПНОГО КОНТУРА

Анотація. У цій статті пояснено принципи математичного моделювання та синтезу ланцюгово-приводних контурів. Мета дослідження - розробити універсальний метод геометричного синтезу кінематики для дво- та багатовалових контурів, який забезпечить тягове зусилля приводу та плавний рух введених зірочок. Математична модель контурів ланцюга і універсальна і придатна для будь-якої орієнтації та конфігурації контурів, не враховуючи їх кількість. Геометричний синтез кінематики ланцюгового приводу складається із чотирьох етапів:

- обчислення повторення періоду початкового положення руху контура ланцюга;
- теоретичні дослідження кількості контурів багатовалового ланцюга;
- знаходження критеріїв оптимального відбору ланцюга;
- оптимізація контура ланцюга.

Задача исследования - разработка универсального геометрически-кинематического метода синтеза двух- и многовалового цепного контура, обеспечивающего тяговую способность передачи и плавность хода ведомых звездочек.

Основным элементом при математическом моделировании многовалового цепного корпуса является длина участка цепи (см. рисунок)

$$L_{j,j+1} = I_{j,j+1} + tW_{j+1} \quad (1)$$

где $L_{j,j+1}$ - длина ветви между звездочками Z_j и Z_{j+1} ; W_{j+1} - число звеньев (целое число) цепи, расположенных на звездочке с числом зубьев Z_{j+1} .