

## Оценка проектных решений при конструировании пластин звеньев приводных роликовых цепей

*М.Ю. Тарова, аспирантка, С.В. Каменев, к.т.н., А.П. Фот, д.т.н., профессор, ФБГОУ ВО Оренбургский ГУ*

Цепные передачи находят широкое применение в сельскохозяйственных, подъёмно-транспортных, дорожно-строительных машинах, в приводах конвейеров и т.д. Используются в приводах для

передачи движения между параллельными валами, расположенными друг от друга на значительном расстоянии, большем, чем позволяют зубчатые передачи.

Простота конструкции, высокий коэффициент полезного действия (до 0,98), малые габариты по сравнению с ременными передачами, постоянное

значение среднего передаточного числа, простота монтажа, возможность одновременной передачи энергии одним цепным контуром от ведущего вала нескольким ведомым валам, компенсация погрешностей изготовления и монтажа элементов передачи, эксплуатация на нежёсткой раме – достоинства цепных передач, которые обеспечивают их широкое применение.

Повышение скоростей и нагрузок в цепных передачах и расширение области применения цепного привода в высокопроизводительных машинах и агрегатах требуют дальнейшего повышения качества и надёжности цепей, что может быть достигнуто путём совершенствования конструкции их элементов и методов расчёта элементов.

Одним из направлений совершенствования цепных передач является повышение работоспособности приводных роликовых цепей за счёт конструктивных изменений пластин звеньев цепей, изменения их формы и обеспечения оптимального соотношения размеров. Вопросы конструирования и расчёта цепей рассмотрены в работе профессора Н.В. Воробьёва, посвящённой совершенствованию цепей с точки зрения износостойкости и усталостной прочности [1]. Наиболее подверженными усталостному разрушению в цепях являются пластины внутренних звеньев цепи, у которых в области отверстий под втулки звена наблюдается высокий уровень концентрации напряжений [1].

Повышение усталостной прочности элементов цепей в связи с ростом нагрузок и скоростей в цепных приводах является особо актуальной задачей [2, 3]. При этом экспериментальные исследования с проведением физических экспериментов по определению долговечности сопровождаются значительными материальными и временными затратами. С целью снижения упомянутых затрат необходимо разработать методику сравнительной оценки вариантов цепей на стадии проектирования, что возможно в настоящее время при использовании современных ЭВМ и соответствующего программного обеспечения.

**Материал и методы исследования.** Длительная работа деталей машин в условиях переменного нагружения сопровождается процессом возникновения и развития усталостных трещин, в конечном итоге приводящим к разрушению деталей. Длительность процесса определяется условиями эксплуатации (уровнем нагрузок и характером их изменения, факторами окружающей среды и др.), свойствами материала детали и её конструктивными особенностями.

В настоящее время существует множество подходов к определению долговечности деталей, но в большинстве случаев основным параметром её оценки является число  $N$  циклов нагружения детали до её разрушения. При этом по результатам экспериментальных исследований либо определяют предел выносливости  $\sigma_R$  по кривым выносливости

А. Вёллера, либо по кинетическим диаграммам усталостного разрушения определяют скорость  $V_{mp}$  роста трещин по закону П. Париса [4].

Для кривых А. Вёллера выдерживается условие (1):

$$(\sigma_\phi)^m \cdot N_\phi = (\sigma_R)^m \cdot N_R, \quad (1)$$

где  $\sigma_\phi$  и  $\sigma_R$  – разрушающее напряжение, МПа, при заданном  $N_\phi$  числе циклов нагружения и предел выносливости при базовом  $N_R$  числе циклов нагружения соответственно (для сталей в большинстве случаев принимают  $N_R = 10^7$  циклов);

$m$  – показатель степени, константа, значение которой зависит от свойств материала и конструкции испытываемой детали.

Скорость  $V_{mp}$  роста трещин по закону П. Париса определяется зависимостью (2):

$$V_{mp} = \frac{dl}{dN} = C \cdot (\Delta K)^n, \quad (2)$$

где  $l$  – длина трещины, м;

$\Delta K$  – размах коэффициента  $K$  интенсивности напряжений (КИН) в вершине трещины, МПа · м<sup>0,5</sup>;

$C$  и  $n$  – константы, значения которых зависят от свойств материала детали.

Значения констант  $m$ ,  $C$  и  $n$  зависят от большого числа факторов и имеют весьма широкие интервалы варьирования.

Например, в исследованиях цепных передач установлены значения  $m$ : 4,19; 6,53; 7,15; 7,21; 8,12 (для приводных роликовых цепей различных заводов-изготовителей) [1]; 3,97 (для приводных цепей зерноуборочных комбайнов) [5]. Обобщающий интервал:  $m = (3,97-8,12)$ .

Определению значений КИН посвящено большое количество специальных работ [6]. В нашем случае для расчёта значений КИН для формулы (2), как и при оценке напряжённо-деформированного состояния пластин, применены подходы с использованием универсальной CAE-системы «ANSYS» [7]. Для назначения констант  $C$  и  $n$  были приняты данные известных исследований (для стальных образцов):  $C = (1,6-3,2) \cdot 10^{-14}$  и  $n = 2-10$  [4];  $C = (2,35) \cdot 10^{-8}$  и  $n = 3$  [8];  $C = (0,78-1,18) \cdot 10^{-10}$  и  $n = 4,41-4,42$  [9];  $C = (9,04) \cdot 10^{-16} \dots (2,05) \cdot 10^{-10}$ ;  $n = 3,69-12,18$  [10]. Обобщающие интервалы:  $C = (9,04) \cdot 10^{-16} \dots (2,35) \cdot 10^{-8}$ ;  $n = 2,00-12,18$ .

**Результаты исследования.** Материал статьи отражает варианты сравнительной оценки пластин роликовых цепей с шагом 25,4 мм, выполненных по требованиям ГОСТа 13568-97 в форме восьмёрка (тип 0), и двух типов I и II модифицированных пластин с плоскими участками (уплощениями) на боковых гранях [2]. Во всех сравниваемых исполнениях пластин остаются постоянными геометрические размеры: ширина пластины наибольшая  $b = 23$  мм; ширина пластины наименьшая (поясок восьмёрки)  $b_1 = 18$  мм; толщина пластины  $\delta = 3,2$  мм; диаметр отверстий в пластине под втулку

$d = 11,67$  мм. Значения разрушающих напряжений  $\sigma_F$  при статическом нагружении разрывной силой  $F$ , равной 32,5 кН, равны 896,403 МПа. Массы пластин типов 0, I и II различны и составляют 17,971; 19,352 и 20,379 г соответственно. Расчётные значения коэффициентов концентрации напряжений  $\alpha_{\sigma_{ск}}$  в сечениях пластин 0, I и II (в области отверстий) равны 2,838; 2,709 и 2,603 соответственно [2].

По первому варианту оценки, преобразуя зависимость (1), получим:

$$N_{I,II} = \left( \frac{\sigma_{R0}}{\sigma_{I,II}} \right)^m \cdot N_{R0}, \quad (3)$$

где  $N_I$  и  $N_{II}$  – числа циклов нагружения при уровнях напряжений  $\sigma_I$  и  $\sigma_{II}$  пластин типов I и II соответственно;

$\sigma_{R0}$  – предел выносливости стандартной пластины при базовом числе циклов нагружения  $N_{R0}$  ( $N_{R0}$  примем равным  $10^7$ ).

Предел выносливости  $\sigma_{R0}$  стандартной цепи равен  $(1/7 - 1/5) \sigma_F$  [1]. С учётом уменьшения значений коэффициентов концентрации напряжений  $\alpha_{\sigma_{скI,II}}$  в сечениях пластин I и II по сравнению с коэффициентом концентрации  $\alpha_{\sigma_{ск0}}$  в стандартной пластине значения  $\sigma_I$  и  $\sigma_{II}$  будут определяться (4):

$$\sigma_I = \frac{\sigma_{R0}}{(\alpha_{\sigma_{ск0}}/\alpha_{\sigma_{скI}})} = \frac{(1/7 \dots 1/5) \cdot \sigma_F}{(\alpha_{\sigma_{ск0}}/\alpha_{\sigma_{скI}})} \quad \text{и (4)}$$

$$\sigma_{II} = \frac{\sigma_{R0}}{(\alpha_{\sigma_{ск0}}/\alpha_{\sigma_{скII}})} = \frac{(1/7 \dots 1/5) \cdot \sigma_F}{(\alpha_{\sigma_{ск0}}/\alpha_{\sigma_{скII}})}$$

После подстановки (4) в (3) при  $N_{R0} = 10^7$  и  $m = 6$  (среднее для цепей отечественного производства [1]) и указанных ранее значениях коэффициентов концентрации получим:

$$N_I = \left( \frac{\alpha_{\sigma_{ск0}}}{\alpha_{\sigma_{скI}}} \right)^m \cdot N_{R0} = \left( \frac{2,838}{2,709} \right)^6 \cdot 10^7 = 1,32 \cdot 10^7;$$

$$N_{II} = \left( \frac{\alpha_{\sigma_{ск0}}}{\alpha_{\sigma_{скII}}} \right)^m \cdot N_{R0} = \left( \frac{2,838}{2,603} \right)^6 \cdot 10^7 = 1,68 \cdot 10^7.$$

Таким образом, расчётное увеличение долговечности пластин типов I и II составляет около 32 и 68% соответственно. Реальный эффект от замены стандартных пластин модифицированными типов I и II несколько снижается в связи увеличением массы последних (на 7,68 и 13,40% соответственно), но остаётся существенным.

Во втором варианте оценки с учётом результатов работы [10] произведено сравнение пластин с использованием кинетических диаграмм усталостного разрушения на основе определения размаха КИН с применением универсальной САЕ-системы «ANSYS» и построения кривых усталости в двойных логарифмических координатах « $\lg F_N - \lg N$ » (с учётом зависимости КИН от  $F_N$  – разрушающей нагрузки при заданном числе циклов нагружения). Было принято, что значение КИН не должно

превышать критических значений, ведущих к катастрофическому разрушению испытываемых пластин. Из двух предусмотренных в «ANSYS» альтернативных методов вычисления коэффициентов интенсивности напряжений (метода экстраполяции перемещений и метода интеграла взаимодействия) эффективнее представляется использование второго метода, более простого с точки зрения технической реализации, менее требовательного к качеству расчётной сетки и обеспечивающего более высокую точность вычислений. Длина  $l$  трещины в пластине, соответствующая моменту начала разрушения пластины, принималась равной 10% высоты разрушаемого сечения (для испытываемых пластин – около 0,6 мм). Принято также, что процесс развития трещины (на стадии устойчивого роста трещины), описываемый зависимостью (2), происходит в области многоциклового усталости (при значениях  $N$  в интервале значений от  $10^5$  до  $10^8$  циклов нагружения пластины). Результаты расчёта представлены на рисунке графиками 0, I и II для пластин соответствующих типов (данные по скорости роста трещин получены при значениях констант в модели (2):  $C = 8 \cdot 10^{-16}$ ;  $n = 4$ ).

Как следует из графиков, увеличение долговечности (расстояние по горизонтали между прямыми 0 и I и между прямыми 0 и II) составляет для пластин типов I и II около 29 и 75% соответственно (отличие от результатов расчёта по модели (1) составляет примерно 10%).

Сравнительный анализ преимуществ использования моделей (1) и (2) показывает, что подготовка данных для расчётов по модели (1) менее трудоёмка и проще, поскольку не требуется воспроизведение геометрии трещины и формирование специальной расчётной сетки, в результате чего общее время процесса расчёта примерно на 10% меньше, чем для модели (2). Вместе с тем модель (2) позволяет оценивать долговечность пластин с учётом допу-

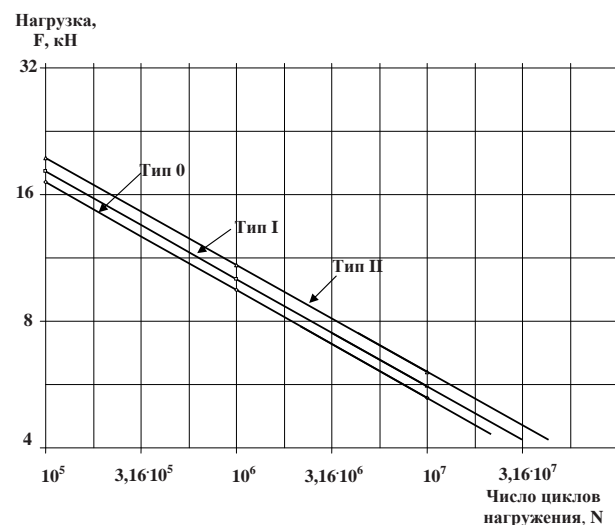


Рис. – Графики 0, I и II для пластин соответствующих типов

скаемого значения размера трещины, ведущей к разрушению пластины.

**Вывод.** Оценка проектных решений при конструировании пластин звеньев роликовой цепи с использованием универсальной САЕ-системы «ANSYS» может производиться двумя способами.

Первый способ включает нахождение: 1) прогнозных значений коэффициентов концентрации напряжений в опасных сечениях пластины; 2) прогнозных значений долговечности пластин с использованием кривой выносливости А. Вёллера.

Второй способ включает нахождение: 1) размахов коэффициента интенсивности напряжений; 2) прогнозных значений долговечности пластин по кривой выносливости на основе кинетической диаграммы усталостного разрушения пластин.

С целью исключения выбора завышенного значения долговечности рекомендуется определять её двумя способами и принять к оценке меньшее из полученных значений.

### Литература

1. Воробьев Н.В. Цепные передачи: монография. М.: Машиностроение, 1968. 262 с.
2. Каменев С.В., Лапынина М.Ю., Фот А.П. Модификация пластин звеньев приводных роликовых цепей // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. № 9. С. 193–199.
3. Каменев С.В., Лапынина М.Ю., Фот А.П. Определение рациональных соотношений размеров пластин звеньев приводных роликовых цепей // Вестник машиностроения. 2015. № 6. С. 43–48.
4. Пестриков В.М., Морозов Е.М. Механика разрушения твёрдых тел: курс лекций. СПб.: Профессия, 2002. 320 с.
5. Щеглов Е.В. Совершенствование технологии обслуживания втулочно-роликовых цепей зерноуборочных комбайнов: автореф. дисс. ... канд. техн. наук; спец. 05.20.03. М.: ВНИИТРЭМТП, 2008. 17 с.
6. Ито Ю., Мураками Ю., Хасебэ Н. и [др.]. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. В 2-х томах; Пер. с англ./ Под ред. Ю.Мураками. М.: Мир, 1990.
7. Каменев С.В. Напряжённо-деформированное состояние пластин звеньев приводных роликовых цепей // С.В. Каменев, М.Ю. Лапынина, А.П. Фот, В.И. Чепасов // Вестник Оренбургского государственного университета. 2014. № 1. С. 196–202.
8. Батов Г.П. Определение параметров уравнения Пэриса методом обратного моделирования роста трещины в образце / Г.П. Батов, А.С. Куркин, А.С. Бирюков, А.В. Гриневич // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2007. № 12. Т. 73. С. 41–43.
9. Тихомиров В.М. Рост трещины при знакопеременном цикле нагружения // Прикладная механика и техническая физика. 2008. № 5. Т. 49. С. 190–198.
10. Прокопенко А.В. Связь между диаграммой усталостного разрушения и кривой усталости / А.В. Прокопенко, А.М. Хутыз, В.М. Степков, А.Г. Крысин, В.В. Пеленко // Проблемы прочности. 1991. № 11. С. 38–44.