

Keywords: computer modeling, finite element method, wear-contact problem, axisymmetric setup

УДК 621.3

doi:10.18720/SPBPU/2/id24-255

Л.А. Плетнев¹, Mohammad Al-Najjar², А.Д. Бреки¹

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия, l-pletnev@mail.ru

² Al- Balqa' Applied University (BAU), Jordan

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ЗВЕНЬЕВ БЕЗВТУЛОЧНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Аннотация

В работе рассмотрены конструкции роликовых приводных цепей, обозначены их достоинства и недостатки, сделаны выводы о степени изученности безвтулочных роликовых цепей. Были созданы модели цепи с свертной втулкой и безвтулочной конструкции, оценены характер деформации и определено значение максимальных напряжений при заданной нагрузке.

Ключевые слова: приводные цепи, роликовые цепи, безвтулочные роликовые цепи, Abaqus, метод конечных элементов.

Введение

Цепные передачи с цепями роликового типа занимают значительное положение в различных отраслях машиностроения: транспорте, нефтегазовом секторе, станкостроении, двигателестроении и др. В связи с таким широким применением устанавливаются определенные международные стандарты, которые определяют шаг звеньев, ширину, допускаемые нагрузки и другие характеристики роликовых цепей. (рис.1) В России таким документом является ГОСТ 13568-97 - Цепи приводные роликовые и втулочные [1]. В других странах применяются следующие стандарты: ANSI B29.1, JIS B1801, ISO 606A или ISO 1395C.

Большинство роликовых цепей имеют схожую конструкцию (рис.2): 1 – внешнее звено цепи, 2 – внутреннее звено цепи, 3 – валик (пин), 4 – втулка, 5 – ролик.



Рис. 1 Роликовая цепь

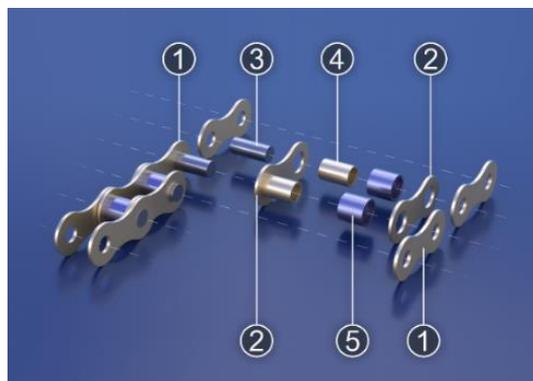


Рис. 2 Конструкция роликовой цепи

В них, валики (3) впрессовываются в внешние звенья (1), а втулка (4) в внутренние звенья (2), внутреннее звено свободно вращается вокруг валика.

Основным достоинством роликовых цепей является низкое трение между

роликом и втулкой, которое обеспечивает высокий КПД, износостойкость.

Недостатками является большая масса из-за наличия роликов, а также повышенная вероятность раскола роликов от ударов по зубьям зубчатых колес, это ограничивает максимальную скорость работы.

Также, существует конструктивный недостаток цепей с втулками. Согласно ГОСТ 13568-97 [1], используются «свертные втулки – из обрезного холоднокатаного проката повышенной или нормальной точности по толщине и ширине или плющеной ленты». Ориентация стыка втулок не регламентируется (рис.3). Однако в результате испытаний, проведенных в работе [2,3] фиксируется увеличение ресурса на 6-14%, если стыки втулок сориентированы внутрь звена. Причиной повышенного износа при произвольной ориентации является то, что стык зачастую попадает в зону контакта с валиком увеличивая износ трущихся поверхностей.



Рис.3 Произвольное расположение стыков свертываемых втулок в цепи IZUMI

Эти недостатки позволяет решить безвтулочная (bushingless) конструкция роликовых цепей. Роль втулок выполняют пуклевки отверстий внутренних звеньев. Такая конструкция позволяет снизить массу, удешевить производство, но более нагружена (рис.4).

Безвтулочные цепи чаще всего используются в трансмиссиях велосипедов из-за того, что эта конструкция цепи позволяет цепи изгибаться в продольном направлении обеспечивая работу трансмиссии (рис.5) и имеют шаг 12,7 мм (1/2") и расстояние между внутренними звеньями 2,38 мм (3/32").

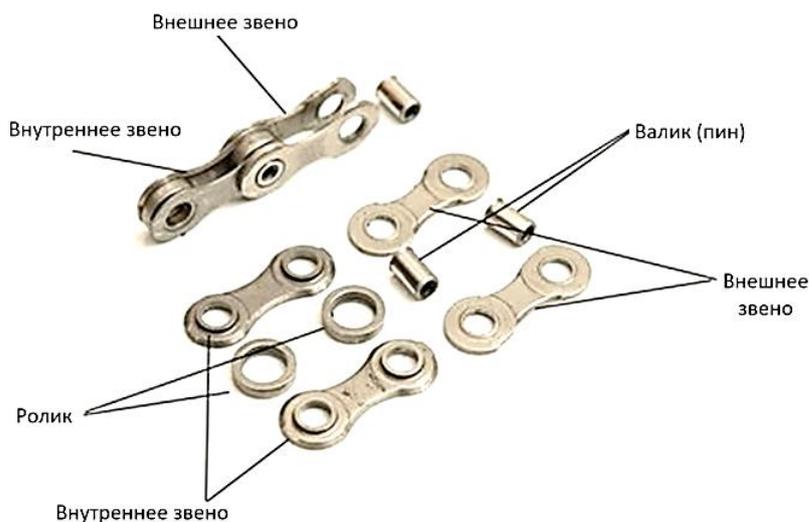


Рис. 4 Конструкция безвтулочной цепи



Рис. 5 Рабочий перекус безвтулочной цепи велосипеда.

Что касается износостойкости, то однозначного ответа на этот вопрос нет. Существует мнение, основанное на практике, что зазор между внутренними звеньями помогает удерживать смазку внутри соединения, тем самым увеличивая износостойкость (рис.6). Достоверно подтвержденной информации в открытых источниках нет.



Рис. 6 Зазор между внутренними звеньями безвтулочной цепи.

Обзор литературы показал, что изучению безвтулочных роликовых цепей уделено крайне мало внимания.

Настоящая работа посвящена анализу деформации звеньев безвтулочных цепей. Цель работы – определить характер возникающих напряжений и деформаций звеньев, а также возможность экстраполировать данные открытых исследований цепей с свертными втулками.

Методы и материалы

Для достижения поставленной цели использовались современные программные пакеты от Dassault Systèmes - Catia V5 и Abaqus FEA.

Catia v5 – продвинутая САПР позволяющая быстро создавать и редактировать модели рассчитываемых объектов.

Abaqus FEA – программный комплекс для расчетов в области конечно-элементного моделирования. Позволяет моделировать различные контактные взаимодействия в статике и динамике, учитывать деформацию взаимодействующих тел. Abaqus позволяет автоматически обнаруживать контакты между телами, сокращая время настройки сложных расчетных моделей. [5]

Результаты и обсуждение

В ходе работы было создано две расчетные модели цепей (рис.7):

1. Цепь роликовая с свертной втулкой 081С согласно ГОСТ 30442-97 [6]
2. Цепь роликовая безвтулочная с шагом 12,7 мм (КМС X11). Размеры получены с натурального образца.

Условия заделки и нагружения:

1. С одного конца цепи закрепляется пин. Каждый пин имеет абсолютно жесткую связь (Tie contact) с своей парой внешних звеньев

2. Нагрузка приложена к противоположному от закрепления концу цепи. Направлена вдоль оси X. $N=8000$ Н [6]

3. Взаимодействие между телами – «General contact», коэффициент трения 0.2

Материал элементов цепи – Сталь:

Модуль Юнга – $E = 214$ ГПа

Коэффициент Пуассона - $\mu = 0.3$

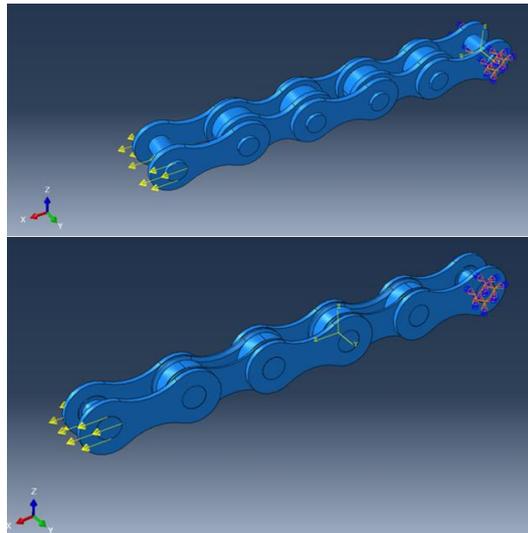


Рис. 7 Модель цепи 081С (сверху) и безвтулочной цепи (снизу)

В результате расчетов были получены следующие результаты:

- Для цепи 081С

Максимальное напряжение по Мизесу – $\sigma_{Mises} = 2.54 \cdot 10^5$ Па

Коэффициент масштаба деформации = 10^5

- Для безвтулочной цепи

Максимальное напряжение по Мизесу – $\sigma_{Mises} = 2.6 \cdot 10^5$ Па

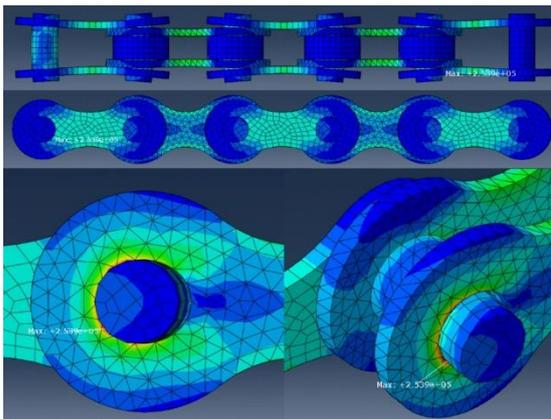


Рис. 8 Характер деформации звеньев и распределение напряжений в цепи 081С

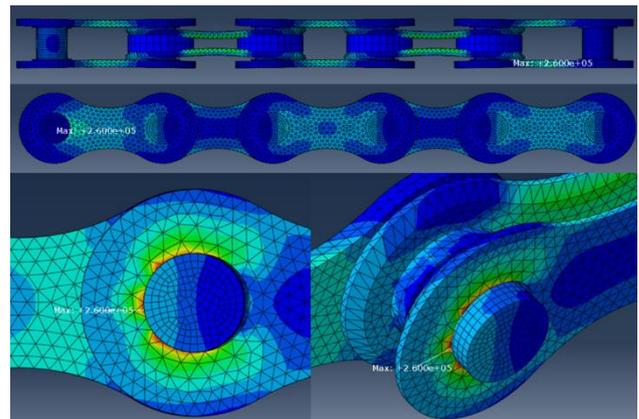


Рис. 9 Характер деформации звеньев и распределение напряжений в безвтулочной цепи

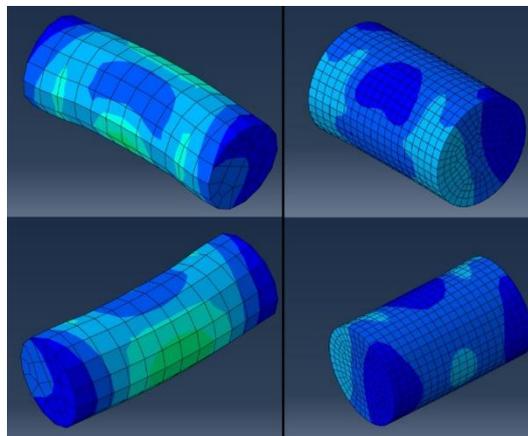


Рис. 10 Распределение напряжений, возникающих в валиках. 081С – слева, безвтулочная цепь - справа

Оценив результаты расчета, можно сделать вывод о том, что модель

составлена верно.

1. Напряжения вокруг отверстия внутреннего звена распределяются вблизи вертикальной оси отверстия. Схожая картина была получена в работе [7].

2. У безвтулочной цепи более выражена деформация внутренних звеньев, а у 081С – внешних (рис 8,9).

3. Существенное различие в напряжениях возникает в валиках цепи. Хотя результаты похожи - они требуют более детального изучения (рис.10).

Заключение

Литературный обзор источников выявил недостаток информации в изучении безвтулочных роликовых цепей, который постараются восполнить авторы этой статьи.

По результатам моделирования можно сделать вывод, что, действительно, безвтулочные цепи испытывают немного большие напряжения в местах контакта внутренних звеньев с валиком, а распределение напряжений соответствует исследованным ранее. Вопрос износостойкости безвтулочных цепей требует детальной проработки с проведением испытаний.

Благодарности

«Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00178, <https://rscf.ru/project/22-19-00178/>»

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 13568-97. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 21 с.

2. Скрипкин С.П., Афанасьев Е.Н., Ровнова Э.А. Исследование влияния ориентации стыка свертных втулок на износостойкость приводных роликовых цепей. Вестник машиностроения, 1987. - №3. - С. 36-38.

3. Жуков К.П., К вопросу усовершенствования технологии изготовления роликовых цепей с целью повышения их работоспособности // Механические передачи. Под. ред. Г.Б. Столбина. - М.: НИИМАШ, 1971. - С. 6-15.

4. Воробьев Н.В., Цепные передачи: монография / Н.В. Воробьев. – М.: Машиностроение, 1968. – 262 с.

5. Санджиев Н. В., Абакус - единый конечно-элементный комплекс / Н. В. Санджиев, Д. А. Сердюков // Синергия Наук. – 2016. – № 6. – С. 535-537. – EDN UWJTMQ.

6. ГОСТ 30442-97. Цепи приводные роликовые для велосипедов. Технические условия – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 11 с.

7. Каменев С.В., Лапынина М. Ю., Фот А.П., Чепасов В.И., Напряжённо-деформированное состояние пластин звеньев приводных роликовых цепей // Вестник ОГУ. 2014. №1 (162).

8. Анурьев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3х т. –Т.1.– 8е изд., перераб. и доп.– М.: Машиностроение, 2001.920 с.

9. Noguchi, Shoji & Yoshiba, Hideaki & Nakayama, Satoshi & Kanada, Tohru. (2009). Evaluation of Wear between Pin and Bush in Roller Chain. Journal of Advanced Mechanical Design Systems and Manufacturing - J ADV MECH DES SYST MANUF. 3. 355-365. 10.1299/jamdsm.3.355.

10. Static Stress Analysis of Link Plate of Roller Chain using Finite Element Method and Some Design Proposals for Weight Saving / S. Noguchi, K. Nagasaki, S. Nakayama, et. al. // Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing. 2009. V. 3. N. 2. P. 150—170.

11. Ламин, В. А. Приводная роликовая цепь сельскохозяйственного назначения / В. А. Ламин // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2011. – № 3. – С. 34-35. – EDN NVAWDP.

12. Власов, В. А. Износ роликовых приводных цепей в условиях образивного загрязнения / В. А. Власов // Общество, наука, инновации (НПК - 2014) : Всероссийская ежегодная научно-практическая конференция: сборник материалов: общеуниверситетская секция, БФ, ГФ, ФЭМ, ФАВТ, ФАМ, ФПМТ, ФСА, ХФ, ЭТФ, Киров, 15–26 апреля 2014 года / Вятский государственный университет. – Киров: Вятский государственный университет, 2014. – С. 1290-1294. – EDN UDZYFH.

L.A. Pletnev¹, Mohammad Al-Najjar², A.D. Breki¹
¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Saint Petersburg, Russia, l-pletnev@mail.ru
²Al- Balqa' Applied University (BAU), Jordan

MODELING OF DEFORMATION OF LINKS OF A BUSHINGLESS ROLLER CHAIN BY THE FINITE ELEMENT METHOD

Abstract

The paper considers the designs of roller drive chains, identifies their advantages and disadvantages, and draws conclusions about the degree of study of bushingless roller chains. Models of a chain with a colored sleeve and a bushingless structure were created, the nature of deformation was estimated and the value of maximum stresses at a given load was determined.

Keywords: drive chains, roller chain, bushingless roller chain, Abaqus, finite element method.

УДК 621.3
doi:10.18720/SPBPU/2/id24-256

Р.В. Алероев¹, Mohseni Emad², А.Д. Бреки¹
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия, r.aleroev@gmail.com
²Mahallat Higher Education Center, Iran

РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ РЕЗИНОВОГО НЕПОДВИЖНОГО УПЛОТНЕНИЯ И РАСЧЕТ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ УТЕЧЕК СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА ЧЕРЕЗ УПЛОТНЕНИЕ

Аннотация

С целью реализации высоких требований к герметичности уплотнений, в мире ежегодно создаются сотни новых составов резин для изготовления уплотнений. Для всех этих эластомеров должны быть проведены лабораторные испытания с целью получения физико-механических характеристик, в частности, релаксационные свойства. По результатам лабораторных испытаний отбирают лучшие из эластомеров и далее должны проводиться длительные стендовые испытания узлов, содержащих уплотнения, изготовленных из этих эластомеров. Однако такие длительные стендовые испытания очень дорогие и в любом случае не могут проводиться на весь ресурс. Поэтому используются различные методы