

Предлагаемая методика использовалась при проектировании многозвездочного привода для навесной жатки «Слобожанка», разрабатываемой АО «Укргроссервис» для комбайнов.

Получены результаты вычислений запасов прочности n_σ для различных элементов наружного звена для цепей ПР-25,04-5670, ПР-19,05-3180 и 2ПР-19,05-7200 при их нагружении усилием 6000 Н при частоте вращения ведущей звездочки 512 об/мин. Соответствующие запасы прочности цепей по статическому разрывному усилию составили 9,45; 5,3 и 12. Допускаемые запасы прочности по пределу выносливости при общепринятых методах расчетов составляют $n_\sigma=1,5\dots 2$, которые можно принимать для однорядных цепей. Для многорядных цепей в виду неравномерности нагрузки этот запас прочности должен составлять $n_\sigma=2,5\dots 3$. Для проушин $n_\sigma=2\dots 3$ для однорядных и $n_\sigma > 3$ для многорядных, в связи с тем, что имеет место неблагоприятное распределение изгибающего момента на крайних пластинах.

Сравнительный анализ показал, что для двухрядной цепи при данном нагружении, несмотря на наибольший запас прочности по разрывному усилию, запас прочности по пределу выносливости составил всего $n_\sigma=1,83$, в то время как для однорядной цепи с шагом 25,04 мм $n_\sigma=2,25$. Запас прочности для валиков удовлетворял условия прочности, кроме однорядных цепей с шагом 19,05 мм. Это объясняется тем, что сопротивление изгибу пластин значительно уменьшает изгибающий момент в опасном сечении валика. Таким образом, предлагаемая методика расчета цепей позволяет оценить напряженное состояние элементов звеньев цепи с учетом их совместной деформации, а также определить, запасы прочности по пределу выносливости с учетом динамической составляющей нагрузки. Методика позволяет провести сравнительную оценку цепей и может способствовать выбору типа цепи для различных условий нагружения.

Литература

1. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. Справочник / А.А. Готовцев, Г.Б. Столбин, Л.П. Котенок. – М.: Машиностроение, 1973. – 384 с.
2. Ивашков И.И. Пластинчатые цепи. Конструирование и расчет. / И.И. Ивашков, - М.: Машиностроение, 1960. – 234 с.



УДК 621.855

Іван Мокрицький; Андрій Сенік

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46000*

ВІДНОВЛЕННЯ КРОКУ СПРАЦЬОВАНИХ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ

Ivan Mokrytsky; Andriy Senyk

PITCH REWORKING OF WORN DRIVE CHAINS

The method of pitch reworking of worn drive chains is developed. The design parameters calculation of the bending plate accessories is given.

Приводні втулочні і роликові ланцюги часто виходять з ладу по причині збільшення кроку і втрати зчеплення з зірочкою, що являється наслідком зношування деталей шарніра – валика і втулки. Використання приводних ланцюгів які втратили працездатність через збільшення кроку, але ще мають достатній запас міцності – важлива народно-господарська задача. Існуючі технології ремонту ланцюгів не дозволяють повністю відновити розмірні параметри спрацьованих ланцюгів.

Збільшення середнього кроку ланцюга при його спрацюванні проходить за рахунок збільшення кроку зовнішніх ланок при відносній сталості кроку внутрішніх ланок. Тому для відновлення працездатності ланцюгової передачі необхідно зменшити крок зовнішніх ланок на величину яка вдвічі перевищує збільшення середнього кроку.

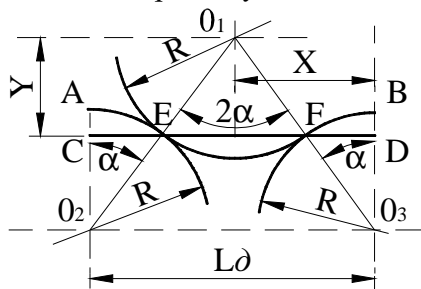


Рис. 1

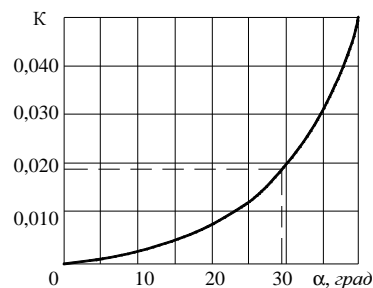


Рис. 2

Ефективним способом відновлення кроку спрацьованих ланцюгів є згинання зовнішніх пластин, в результаті чого віддаль між осями валіків зменшиться [1]. Зближення крайніх точок пластин кількісно рівне зменшенню кроку зовнішньої ланки ланцюга (рис. 1) і величина його залежить від радіусів згинання пластин і координат X, Y – центрів радіусів згину (рис. 1). Зменшення довжини L пластини в результаті згинання $\Delta L = L - Ld = 4R((\pi\alpha/180) - \sin \alpha)$, де R – радіус згинання, α – кут згинання.

Прийнявши $K = (\pi\alpha/180) - \sin \alpha$ знайдемо значення K при різних кутах α і побудуємо графік залежності $K = f(\alpha)$. За цим графіком можна знайти кути згинання зовнішніх пластин ланцюга по необхідному зменшенню кроку ланки і радіусі згинання (рис. 2).

Радіус згинання пластин вибирається в залежності від товщини пластини і фізико-механічних властивостей матеріалу [2]. Знаючи кут α по відомому радіусі R згинання знаходять координати X і Y центрів згинання, які необхідні для конструювання і налагоджування інструментів та оснастки, яка застосовується для згинання пластини.

Література

1. Новый способ ремонта втулочно-роликовых цепей / Мокрицкий И.Д., Суторихин В. Н. Техника в сельском хозяйстве, №2, 1978 с. 76-77.
2. А.с. СССР 912396 М.Кл² F16В7/06. Устройство для восстановления шага втулочных и роликовых цепей / Мокрицкий И. Д., Опубл. 10.04.82 Бюл. №10.



УДК 621.855

Надія Тимошенко¹, доцент; Петро Кривий², доцент; Віктор Коломієць¹, доцент; Петро Кривінський²; Руслан Чорний²

¹Національний університет "Львівська політехніка"

79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12

²Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА МІЦНОСТІ ПРЕСОВИХ З'ЄДНАНЬ ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ ЛАНЦЮГІВ ЗАКОРДОННИХ ФІРМ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ МАЛИХ ВИБІРОК

Nadija Tymochenko; Petro Kryvyy; Viktor Kolomijets; Petro Kryvinskiy, Ruslan Chornyj

STATIC ESTIMATION OF THE PRESSED JOINTS STRENGTH OF THE TRANSMISSIONS ROLL CHAINS OF THE FOREIGN COMPANIES, BASING ON THE SMALL SAMPLES THEORY