

- 2) можливість зниження вимог до точності монтажу за рахунок гнучкості канатів;
- 3) виключення шарнірної конструкції та зниження кількості елементів;
- 4) забезпечення демпфування коливань через розсіяння енергії в канатах [4] і зниження за рахунок цього динамічних навантажень та шуму;
- 5) можливість компенсації видовження канатів;
- 6) можливість передачі рух в кількох площинах за рахунок гнучкості канатів.

Авторами була розроблена канатно-ланцюгова передача приводу ріжучого апарату кукурудозбирального пристосування КМС-6 кроком $p = 25,4$ мм схема якої показана на рис. 1.

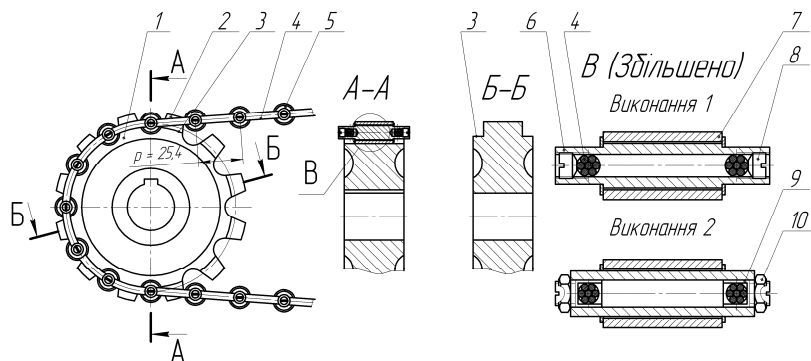


Рисунок 1. Схема розробленої канатно-ланцюгової передачі

Вона містить зірочки 1 із зубцями 2 та циліндричними ділянками 3, які охоплені передавальним елементом, що складається з канатів 4 на які встановлені несучі елементи 5. Несучі елементи складаються з втулок 6, які встановлені своїми поперечними отворами на канати 4 і затиснені в них різьбовими пробками 8, що встановлені в осьові різьбові отвори втулок (виконання 1), або затиснені гладкими пробками 9 і гайками 10 (виконання 2), при цьому канати повинні бути додатково пропущені в поперечні отвори пробок 9. На втулках можуть бути установлені ролики 7 для зменшення зносу втулок 6 і зубців 2 зірочок 1. Гнучкий елемент передає потужність $N = 5,2$ кВт при частотах обертання зірочок $n_1 = 519$ хв⁻¹ і $n_2 = 360$ хв⁻¹ і містить два канати діаметром 4,1 мм конструкції 6×19(1+6+6/6) ГОСТ 2688.

В теперішній час виконується виготовлення експериментального зразка передачі та установки для її дослідження.

Література

1. Воробьёв Н.В. Цепные передачи. – М.: Машиностроение, 1968. – 252 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Решение о выдаче патента Российской Федерации на изобретение от 15.02.2011. Цепная передача и составляющие её элементы, авторы: В.А. Настасенко, В.А. Проценко. Заявка на патент МПК F 16 G 13/00//F 16 H 7/00/9/00//55/00 № 2007111689 от 29.03.2007.
4. Малиновский В.А. Особенности механики подъемных и тяговых стальных канатов с учетом нелинейных и квазиупругих свойств: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.05; 05.15.16 / Малиновский Валентин Анатольевич; Государственная горная академия Украины. – Днепропетровск, 1996. – 36 с.



УДК 69.585.9.621.855

**Владимир Белостоцкий, доцент; Анатолий Миняйло, профессор;
Михаил Пивень, доцент**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко
ул. Артёма, 45, г. Харьков, Украина, 61002*

**РАСЧЕТ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРИВОДНЫХ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВЫХ
ОДНОРЯДНЫХ И МНОГОРЯДНЫХ ЦЕПЕЙ**

Vladimir Belostotskiy; Anatoliy Miniaylo; Mikhail Piven

CALCULATION OF TIRELESS DURABILITY OF DRIVE HOB-ROLLER CHAINS SINGLE-ROWS AND MULTILANES

The design procedure of pressure in elements of links of chains taking into account their joint deformation, and also definition of safety factors on a limit of endurance taking into account dynamic making loading is developed.

Работоспособность приводных цепей, работающих при больших и длительных нагрузках с числом рабочих циклов $N_{ц} > 6 \cdot 10^6$, должна обеспечиваться не только износостойчивостью шарниров, но и усталостной прочностью всех элементов их звеньев.

Обычно [1] [2] усталостная прочность элементов звеньев оценивается путем определения разрушающего усилия по пределу выносливости из условия самостоятельного нагружения валиков и пластин.

Предложена методика определения напряжений в элементах звена цепи из условий их совместной работы в единой жесткой системе, представляющей плоскую статически неопределимую раму, а также определения запасов прочности на основе построения цикла изменения напряжений с учетом действия динамической нагрузки.

Как известно, наиболее слабым элементом цепи является ее наружное звено, которое для однорядных и многорядных цепей представляет прямоугольную раму, состоящую из стоек (пластин) и поперечин (валиков). Нагрузка на такую раму принималась как равномерно распределенная по поверхности валика на длине касания с втулкой. Такая схема в отличие от схемы с нагрузкой в виде сосредоточенных сил, приложенных по краям втулки, обосновывается быстрой приработкой валика и втулки и малой деформацией изгиба валика. Кроме того, такая схема нагружения является более опасной, так как при этом изгибающие моменты, действующие на пластины и валики, достигают больших значений.

Используя известные решения для статически неопределимых рам, как для однорядных, так и многорядных цепей, определялись внутренние силовые факторы: усилия растяжения для пластин, изгибающие моменты для валиков и пластин, и соответствующие этим факторам напряжения.

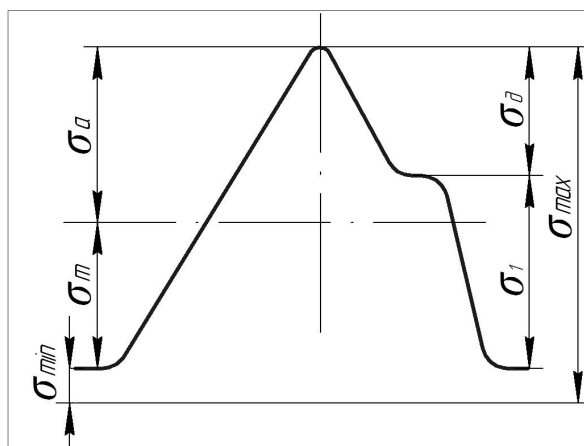


Рисунок 1. Структура цикла переменных напряжений для звена цепи

Структура цикла переменных напряжений для звена цепи приведена на рисунке 1. Цикл изменения напряжений является асимметричным, у которого $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_d + \sigma_2$, где σ_1 – напряжение в элементах звена цепи на ведущей ветви, σ_d – напряжение от динамических усилий, $\sigma_2 = \sigma_{\min}$ – напряжение на ведомой ветви. Напряжения в ведомой ветви незначительны, поэтому можно принять $\sigma_2 = 0$ и цикл рассматривать как пульсирующий, у которого $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_d$ и $\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{\max}/2$. Для валиков $\sigma_1 = \sigma_u$, для пластин $\sigma_1 = \sigma_p + \sigma_u$, где σ_p и σ_u – соответственно напряжения растяжения и изгиба.

С учетом структуры цикла определены амплитудные напряжения для валиков, проушин пластин и средней части.

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.