

КРИТЕРІЙ ВИБОРУ І ДОВГОВІЧНІСТЬ ПРИВІДНИХ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВИХ ЛАНЦЮГІВ ВІДКРИТИХ ПЕРЕДАЧ

Кравченко М.І., к.т.н. Богданович С.А.

Державний біотехнологічний університет

Наведено критерій вибору втулково-роликових ланцюгів відкритих передач і для знаходження можливості розрахунку міцності та довговічності ланцюгів з урахуванням зміни динамічного навантаження в процесі зносу шарнірів.

Для відкритих передач більш прийнятним є вибір ланцюга за критерієм гранично допустимого збільшення кроку з умови відсутності її зістрибування із зірочки. При цьому зміна розмірів елементів шарнірів ланцюга та збільшення динамічності навантаження не повинно порушувати її міцності. Досвід експлуатації таких ланцюгових передач у сільськогосподарських машинах показує, що найбільш слабким елементом ланцюга є валик зовнішньої ланки, що працює на вигин. Так, наприклад, для ланцюгів обраних із запасом міцності по відношенню до руйнівного зусилля рівним 5 ... 6 після роботи передачі в межах 50 ... 90 годин наступала дуже специфічна втрата працездатності. На веденій гілці ланцюга утворювались горби внаслідок заклинювання шарнірів, викликаного залишковою деформацією вигину валиків. Ланцюг починав тріщати, а в окремих випадках зіскакувати з веденої зірочки.

Пропонується вибір таких ланцюгів проводити за критерієм, відповідно до якого залишкова деформація вигину зношеного валика не повинна виникати до граничного збільшення кроку ланцюга, при якому ще не відбувається зіскакування ланцюга із зірочки. За цим критерієм номінальний діаметр валика ланцюга повинен бути

$$d \geq d_k + \Delta d \tag{1}$$

де Δd – допустиме зменшення діаметра валика при зносі

$$\Delta d = \frac{\Delta t_1}{2} K_e \tag{2}$$

де Δt_1 – гранично допустиме збільшення кроку ланцюга з умови відсутності зіскакування з зірочки. Відповідно до даних роботи [1].

$$\Delta t_1 = 2,5\psi \frac{t}{z} - \Delta t_n \tag{3}$$

де $\psi = 0,8$ - коефіцієнт запасу, t – крок ланцюга, z – число зубців зірочки, $\Delta t_n = 0,004 \cdot t$ – середня позитивна похибка кроку ланцюга; K_e – коефіцієнт зношування валика.

Критичний діаметр валика d_k з умови міцності на вигин може визначатися за двома схемами навантаження. У закритих передачах з малим ступенем зношування у вигляді малої жорсткості валика порівняно з жорсткістю втулки,

втулка притискається до валика своїми кінцями і навантаження на валик може бути представлена у вигляді двох зосереджених сил, прикладених у цих точках [3]. Ця схема навантаження є більш сприятливою з точки зору міцності.

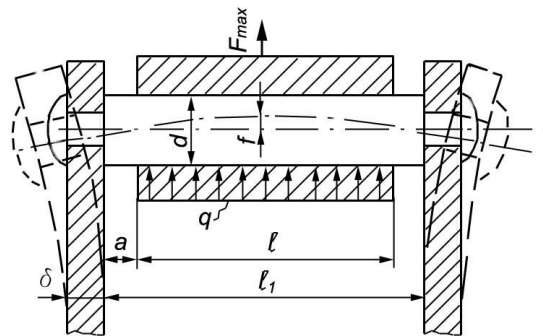


Рис 1. Схема деформації зовнішньої ланки ланцюга

У відкритих передачах у вигляді швидкого приробітку валика та втулки можна вважати, що навантаження рівномірно розподіляється по поверхні валика під втулкою (рис. 1). Така схема навантаження є більш небезпечною, оскільки згинальний момент у небезпечному перерізі 1-1 значно більший. При симетричному розташуванні втулки згинальний момент у небезпечному перетині дорівнюватиме

$$M_{\max} = \frac{1}{8K}(2l_1 - l)F_{\max} \quad (4)$$

де F_{\max} – максимальне зусилля, що діє на ланку ланцюга, K – коефіцієнт, що враховує жорсткість опор: при жорсткому затисканні валика з двох сторін $K=3$, при шарнірних опорах $K=1$. При обчисленні згинального моменту в роботі [2] валик розглядається як балка, розташована на двох шарнірних опорах, що призводить до завищення згинального моменту і критичного діаметра валика, що визначається за формулою

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{4F_{\max}(2l_1 - l)}{K \cdot \pi[\sigma_T]}} \quad (5)$$

Для визначення уточненого розрахункового діаметра валика d_p і дійсних напруг вигину з метою перевірного розрахунку міцності та довговічності ланцюга необхідно більш точно визначення впливу таких параметрів як товщина пластин, зазору a між пластинами внутрішньої та зовнішньої ланки, кроку ланцюга, величини навантаження.

Список літератури:

1. Воробьев Н.В. Цепные передачи / Н.В. Воробьев – М. Машиностроение, 1968-252 с.
2. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. Справочник /А.А. Готовцев, Г.Б. Столбин, И.П. Котенок – М.Машиностроение, 1973-384 с.