УДК 621.855
В. Ярошенко
(Національний аграрний університет, м.Київ)

ДО РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ЛАНЦЮГОВИХ ПРИВОДІВ У СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИНАХ

Анотація. Уточнено фактори, що впливають на довговічність ланцюгів, які застосовуються в мобільних сільськогосподарських і меліоративних машинах. При виборі таких ланцюгів рекомендовано користуватись не питомим тиском в шарнірах, а добутком питомого тиску на середнє значення швидкості тертя ковзання в шарнірі. З метою зменшення тертя в шарнірі запропонована нова конструкція шарніра, в якому поверхні тертя працюють в умовах вибіркового перенесення з дуже малим коефієнтом тертя (f=0.01...0.005). Для зменшення динамічних навантажень у приводах, оснащених багаторядними ланцюгами, запропоновано використовувати зірочки, що застосовуються в однорядних ланцюгових передачах, в яких вінці по дузі ділильного кола зміщені на величину, пропорційну відношенню кроку до числа зубчастих вінців.

При вивченні довговічності роботи ланцюгових передач Лаусон (1920 р.) встановив такі фактори: частота обертання вала ведучої зірочки; передаточне число; число зубців ведучої та веденої зірочок; матеріали зірочок, точність виготовлення зірочок; міжосьова відстань; нахил лінії центрів до горизонту; тип ланцюга; конструкція ланцюга; крок ланцюга; довжина ланцюга; питома маса ланцюга; точність виготовлення ланцюга; швидкість руху ланцюга; величина та характер передаваного ланцюгом навантаження; питомий тиск в шарнірах; натяг холостої вітки та режим мащення.

Пізніше проф. Воробйов М.В. (1962 р.) до цього переліку зробив такі доповнення факторів: форма зубців зірочок; спосіб зачеплення ланцюга із зубцями приводної зірочки, напрям руху ланцюга, матеріал деталей ланцюга та його обробка, якість виконання ланцюга та правильність виконання монтажу передачі.

При використанні ланцюгів на мобільних сільськогосподарських та меліоративних машинах до перелічених факторів слід додати також такі фактори: абразивність складових грунту, на якому працює сільськогосподарська машина; рівень навантаження шарнірів; умови мащення деталей тертя; агресивність зовнішнього середовища; точність монтажу та стан поля, на якому працює сільгоспмашина, до складу якої входить ланцюговий привод.

Здатність елементів грунту проникати в зазори деталей ланцюгів, що труться, та руйнувати поверхневий шар змінюється в досить широких межах залежно від мінералогічного та гранулометричного складу і вологості грунту. Враховувати цей фактор необхідно для оцінювання терміну служби ланцюгів та планування потреби в запасних частинах.

Залежно від типу грунту зношування деталей шарнірів ланцюгів може змінюватись в 10...12 раз, причому найбільше зношування спостерігається при роботі на супіщаних грунтах, а найменше - на щільних каштанових грунтах. Між іншим, за прийнятим в агрохімії та грунтознавстві розподілом грунтів на піщані, супіщані, суглинисті, чорноземи та інші не можна з достатньою точністю визначити їх абразивність.

Наявність мастила в шарнірах ланцюга зменшує величину зношування. Проте у випадках, коли мастило допомагає накопичувати абразивні частки біля входження в

місце контакту деталей, які труться, наявність мастила підвищує швидкість зношування.

На довговічність ланцюгів у мобільних машинах також впливає дія гіроскопічного ефекту, що виникає внаслідок зміни напрямку руху машинного агрегата при повертанні його в загінках або при поперечних нахилах. Якщо ж агрегат має нахил в поздовжньому напрямку, то дія гіроскопічного моменту дорівнює нулю, оскільки поворот осей обертання не відбувається, бо осі при цьому переміщуються паралельно до самих себе.

Вибір кроку ланцюга при діючих методах розрахунку здійснюють за питомим тиском в шарнірах, який часто і вважають за основний критерій зношування ланцюга

$$p = F_p / l \cdot d \le [p], \text{ МПа}$$

де F_p - розрахункове зусилля у ведучій вітці ланцюга, мм; l - довжина поверхні тертя (втулки), мм; d - діаметр валика шарніра, мм.

Критерій зношування ланцюга краще визначити як при розрахунку підшипників ковзання на нагрівання

$$[pv] > p_c \cdot v_c, \text{ МПа м/с}$$

Тут [pv] - допустиме значення добутку середнього питомого тиску в шарнірах на середнє значення швидкості ковзання поверхонь тертя в шарнірі, рекомендовано для звичайних шарнірів приводних ланцюгів приймати [pv]=0,10...0,05 МПа·м/с; p_c - середній питомий тиск в шарнірах, МПа.

$$p_c = \frac{c}{\pi} \cdot \frac{(F_t + 2S_2)}{2 \cdot l \cdot d}, \text{ МПа}$$

де c - коефіцієнт передачі, що враховує числа зубів ведучої і веденої зірочки та форму профіля зубців зірочок; S_2 - повний натяг холостої вітки ланцюга із врахуванням сили провисання та відцентрової сили, Н; F_t - колове зусилля в ланцюгу, Н.

$$F_t = 10^3 \cdot P / v_л, \text{ Н}$$

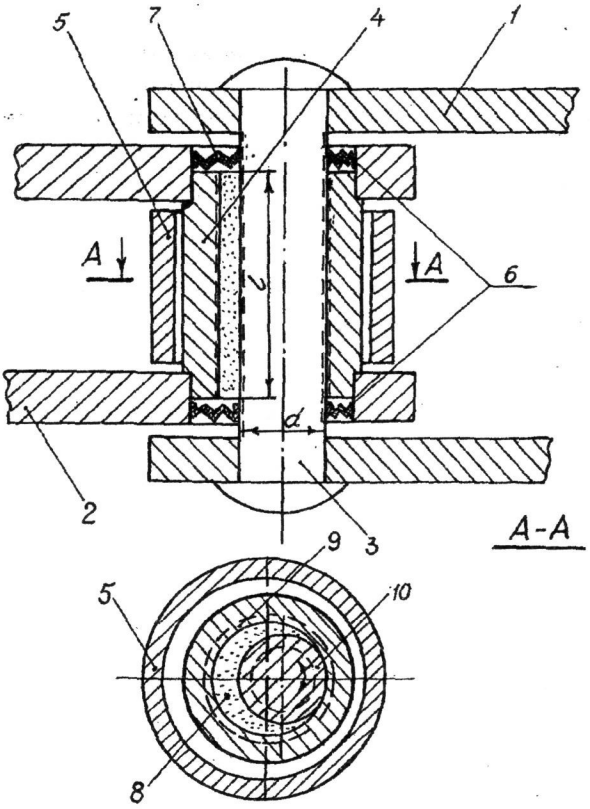
де P - передавана ланцюгом потужність, кВт; $v_л$ - середня швидкість ланцюга, м/с.

$$v_л = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}$$

де v_c - середня швидкість ковзання поверхонь тертя шарнірів

$$v_c = \frac{2\pi \cdot d \cdot v_л \cdot (u+1)}{L_t \cdot t \cdot z_2}, \text{ м/с}$$

де d - діаметр валика, мм; u - передаточне відношення ланцюгової передачі; L_t - число ланок ланцюгової передачі; t - крок ланцюга, мм; z - число зубів веденої зірочки.



1 - пластина зовнішня; 2 - пластина внутрішня; 3 - валик; 4 - втулка; 5 - ролик; 6 - ущільнення гумове; 7 - виступ ущільнення; 8 - мастило спеціальне; 9 - мідне покриття внутрішньої поверхні втулки; 10 - мідне покриття валика

***Рисунок 1** - Ланцюг з удосконаленим шарніром*

З метою підвищення довговічності шарнірів ланцюгових передач запропоновано таку конструкцію ланцюга (рис. 1). Ланцюг складається із зовнішніх 1 та внутрішніх пластин 2. У зовнішніх пластинах 1 нерухомо закріплені валики 3, а у внутрішніх пластинах - втулки 4. Втулки 4 виготовлені з проточками і з'єднані із внутрішніми пластинами так, що зовнішні поверхні пластин 2 виступають над торцями втулок. На втулки 4 рухомо встановлені ролики 5. У кільцеві впадини внутрішніх пластин вмонтовані ущільнюючі кільця 6, що виготовлені з маслостійкої гуми і мають в радіальному перерізі змінний профіль. Виступи 7 цього профіля виконані у формі спіралі Архімеда. Ущільнюючі кільця 6 шляхом вулканізації нерухомо з'єднані з внутрішньою пластиною 2 та валиком 3. Кільцевий зазор між валиком і втулкою при складанні ланцюга заповнено мастилом 8, а поверхні тертя втулки 9 та валика 10 покривають міддю або її сплавами. Місця контакту ущільнюючих кілець 6 з внутрішніми пластинами 2 та валиком 3 також покривають міддю чи її сплавами.

Таким чином, шарнір ланцюга при наявності покритих міддю поверхонь 9 та 10 і мастила 8, а також надійної герметизації за допомогою ущільнюючих кілець 6 зможе працювати в умовах вибіркового перенесення. Спочатку під дією мастила 8 (плазмостворюючого, наприклад, "гліцерину") мідь буде переходити з поверхонь 9 і 10 в розчин. Через певний період часу процес розчинення припиниться і відбудеться

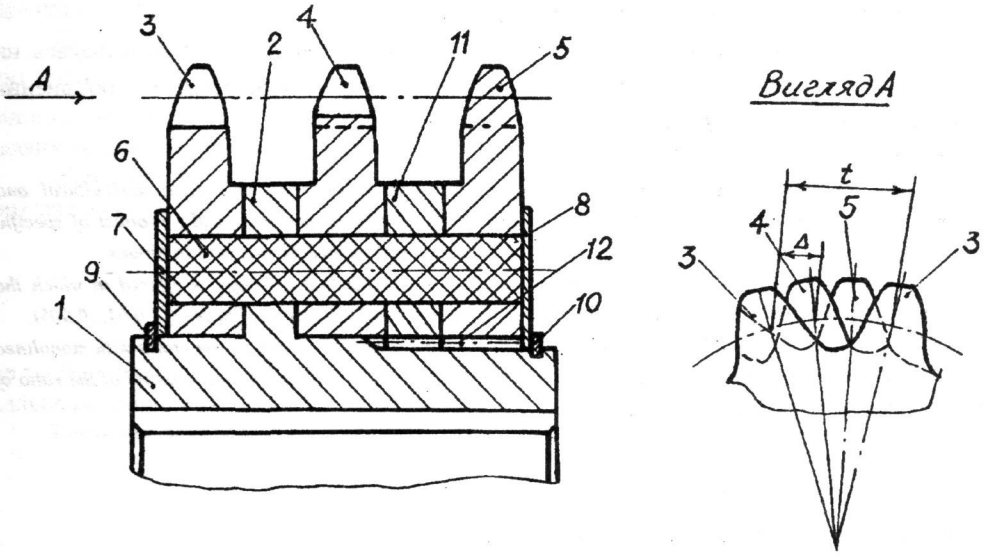
стійкий неокислювальний процес тертя міді по міді з дуже малим коефіцієнтом тертя (f=0,01...0,005).

Надійна герметизація шарніра досягається установкою ущільнюючих кілець 6, конструктивне виконання яких дозволяє здійснювати повертання валика 3 відносно втулки 4 з невеликою деформацією гуми. Крім того, ці кільця допускають незначні осьові зміщення в межах зазору між внутрішніми 2 і зовнішніми 1 пластинами, а також радіальне зміщення в межах зазору між валиком 3 і втулкою 4. Нерухоме кріплення периферій ущільнюючого кільця 6 до валика та внутрішніх пластин дозволяє замінити зовнішнє тертя між ними на внутрішнє тертя в гумі.

Отже, внаслідок такого конструктивного виконання зношування поверхонь шарнірів не відбуватиметься, а продукти тертя, що утворилися при роботі шарніра, будуть виконувати позитивну роль у відновленні розмірів валика 3 і втулки 4, а тому шарнір стає практично незношуваним.

При застосуванні рекомендованого шарніра значення [pv]=1,0...10 МПа м/с як для цапф, що працюють в режимі напівридинного тертя. Тому застосування запропонованих ланцюгів у сільськогосподарському виробництві дозволить значно підвищити довговічність ланцюгових передач.

З метою зниження динамічних навантажень у приводах з багаторядними ланцюгами при незмінному числі зубців зірочок та діаметральних габаритів доцільно використовувати зірочки з двома або більшою кількістю вінців, кожний з яких встановлено на маточині із зміщенням по дузі ділильного кола на величину Δ, пропорційну відношенню кроку t до числа зубчастих вінців, і $\Delta = t/i$.



1- маточина; 2 - диск основний; 3 - вінець лівий; 4 - вінець середній; 5 - вінець правий; 6 - палець; 7, 8 - шайба упорна; 9,10 - кільце замкове; 11 - диск проміжний; 12 - шліцеве з'єднання

***Рисунок 2** - Зірочка для трьох однорядних ланцюгів*

Зірочка (рис. 2) складається з маточини 1 з дисками 2 та 11, зубчастих вінців 3, 4 і 5 (для варіанта з трьома однорядними ланцюгами), встановлених з можливістю провертання на маточині 1. В зубчастих вінцях та дисках виконано отвори під пружні елементи 6. Отвори виконано так, що при співпаданні їх осей зубці вінців 3, 4 і 5 зміщуються за ділильним колом на величину, кратну відношенню кроку до числа

вінців. Щоб обмежити осьове зміщення гумових пружних елементів 6, на маточину 1 встановлено упорні шайби 7 і 8, які утримуються від зміщення замковими кільцями 9 і 10.

В зірочках, що мають число вінців, більше від 2, встановлено проміжні диски 11, спряжені з маточиною 1 за допомогою зубчастого (шліцевого) з'єднання 12. Отвори під гумові елементи 6 в проміжних дисках 11 та диску 2 виготовляють з однієї установки при забезпеченні спряження проміжного диска із шліцами маточини.

Кількість пружних елементів визначають із розрахунку на міцність, а товщина дисків 2 і 11 вибирається при конструюванні такою, щоб уникнути взаємного контакту сусідніх однорядних ланцюгів.

Шліцеве з'єднання 12 виконують, наприклад, за допомогою трикутних шліців. Кількість зубців на вінцях ведучої зірочки вибирають мінімально допустимою, при цьому наявність зміщених вінців дозволяє зменшити нерівномірність руху веденої зірочки. Наявність пружного зв'язку між вінцями та дисками маточини дозволить знизити нерівномірність руху веденої зірочки та захистити привод від перевантаження при запусканні двигуна. Застосування зірочки із зміщеними вінцями дозволить зменшити число зубців ведучої зірочки до $z_1 = 7$ без суттєвого збільшення нерівномірності руху приводного ланцюга. Працездатність і довговічність ланцюгів та всього приводу буде значно вищою, ніж у багаторядного ланцюга за рахунок зниження пульсацій швидкості, а також наявності демпферів-пальців.

Запропонована зірочка з двома однорядними ланцюгами використовувалась на дослідному завантажувачі сухих кормів ЗСК-6,5 виробництва об'єднання "Уманьферммаш", де показала досить добрі результати.

Summary. The influencing factors on chains' londevity which are used in mobile agricultural and meliorative machines are made more precices. For choosing it's recomended to use the product of specific pressure and middle and velocity of sliding friction in hinges instead of specific pressure in hinges.

With the purpose of decreasing frictions in hinges, a new construction of hinge is offered in which the fricting surfaces work in conditions of choosed transfer with very small friction coefficient (f - 0.01...0.005).

For decreasing dinamic loading in polylined chains transmissions it is offered to use starts with monolined chains, in wich crowns are displaced along an ark of dividing circle on a proportional quantity of the ratio of the step to the number of cogged crowns.

Перелік посилань

1. Воробьев Н.В. Цепные передачи. - М.: Машгиз, 1962.
2. Повышение износостойкости на основе избирательного переноса/Под ред. Д.Н.Гаркунова. - М.: Машиностроение, 1977.
3. Дубиняк С.А. Исследование изменения кинематических и динамических характеристик цепной передачи в процессе эксплуатации. Автореф. канд. дисс. - Львов, 1968.
4. Василенко П.М. Об учете гироскопического эффекта роторных устройств при проектных разработках сельскохозяйственных машин// Вопросы сельхозмашиностроения. - № 11. - 1955.
5. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. - К.: Наукова думка, 1986.

Стаття представлена професором Яснієм П.В.