

УДК 621.735.2

Музичук В.І.

Печенюк В.В.

Порик Я.В.

(Вінницький національний аграрний університет)

ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ І ПРИСТРОЇВ ОСЬОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ

Представлена методика расчета напряжения на шлицевые соединения, определения срока службы при разных уровнях напряжения. Дано сравнение обработки поверхности шлицев.

The method of calculation of tension is presented on hlicevi connections, determinations of term of service at the different levels of tension. Comparison of treatment of surface of hliziv is given.

Вступ

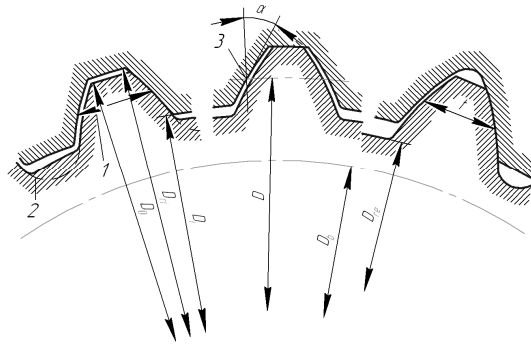
Шліцьові з'єднання складаються з деталей з виступами і пазами, розташованими по всьому колу або її частині на рівних відстанях один від одного [1]. Ці виступи і пази, звані шліцями, мають кут тиску менше 45° і можуть бути прямолінійними або спіральними. Основна функція шліців полягає в передачі обертового моменту приводного валу від однієї ланки до іншої. У ряді випадків вони повинні забезпечувати можливість зміни довжини залежно від взаємного положення вузлів транспортного засобу. Хоча обертовий момент є основним навантаженням, що характеризує режим роботи шліців, проте не можна нехтувати зусиллями, що виникають як результат дії моментів другого порядку і динамічній нерівноваженості валу. Це особливо важливо для коротких валів, що працюють при великих кутах шарніра. Отже, та частина валу, в якій знаходяться шліци, повинна мати міцність, необхідну для безпечної передачі максимального обертового моменту з урахуванням короточасних перевантажень і дії інших зусиль. Рівень напруги в ній повинен бути таким, щоб забезпечувався заданий термін служби.

У шліцах, що працюють при високих обертальних навантаженнях, можуть виникати зусилля для сильного зносу поверхні, оскільки подовжні зусилля відносно великі [2]. Отже, особлива увага повинна бути приділена вибору діаметру шліців. Це дозволить забезпечити низький рівень контактної напруги між зубами. Підвищення зносостійкості можливе також за рахунок нанесення на поверхню шліців покриттів, що забезпечують низький коефіцієнт тертя і зниження подовжніх зусиль, які діють на кінцеві опорні конструкції і підшипники [3].

Основна частина

Аналіз напруги, що виникає в шліцах, ведеться за наслідками розрахунку на ЕОМ основної напруги. Нижче приведені умовні позначення параметрів, що використовуються в рівняннях, фізичну суть яких пояснює рис. 1: T – обертовий момент, Н м; σ^p – полярний модуль перерізу, мм^3 ; D – дільний діаметр, мм; D_b – основний діаметр; D_0 – діаметр виступів зовнішніх шліців, мм; D_{zi} – діаметр западин внутрішніх шліців, мм; D_{re} – діаметр западин зовнішніх шліців, мм; D_i – діаметр виступів внутрішніх шліців, мм; L – довжина шліцьової частини, що знаходиться в зачепленні, мм; z – число зубів; t – товщина зубів по колу, мм; α – кут тиску.

Найважливішим чинником, що впливає на вибір шліців, є діаметр основного валу, який визначається виходячи з необхідності забезпечити надійну передачу максимального обертового моменту за даних умов експлуатації. Стосовно основного, діаметр якого відповідає внутрішньому діаметру D_{re} шліцьового валу, значення напруги зрізу знаходять по формулі.



1 – ширина западини (по колу); 2 - додаткова лінія;
3 - полюс зачеплення

Рис. 1. - Геометричне визначення основних термінів і величин, що використовуються при розрахунку напруги в шліцьовому з'єднанні

$$\tau_c = 10^3 \cdot T / \varpi_p = 10^3 \cdot 16T / (\pi D_{re}^3) \quad \text{МПа.} \quad (1)$$

Внутрішній діаметр D_{re} шліцьового валу можна визначити виходячи з допустимої для даного матеріалу напруги з урахуванням термічної обробки, концентрації напруги і очікуваних термінів служби.

Дотична напруга зрізу полого круглого валу, зовнішні зуби якого обмежуються діаметром D_{xo} , розраховують по залежності

$$\tau_c = 10^3 \cdot T / \varpi_p = 10^3 \cdot 16TD_{re} / [\pi(D_{re}^4 - D_x^4)] \quad \text{МПа.} \quad (2)$$

Дотична напруга зрізу порожнистої круглої втулки, що має усередині зуби із зовнішнім діаметром D_{xo} , можна встановити по аналогічній формулі

$$\tau_c = 10^3 \cdot T / \varpi_p = 10^3 \cdot 16TD_{xo} / [\pi(D_{xo}^4 - D_{ri}^4)] \quad \text{МПа.} \quad (3)$$

Якщо є конусність D_{xo} втулки, то необхідно спочатку визначити менший діаметр, а потім зовнішній діаметр D_{zi} внутрішньої частини шліца з урахуванням допустимого рівня напруги.

При розрахунках враховують діаметр тієї лише частини основного валу, на якій знаходяться шліци. Проте у валів, переріз яких змінюється по довжині, вибір мінімально допустимого діаметру в конкретному перерізі валу може визначитися іншими частинами, а не тільки шліцами. Такий підхід обумовлений концентрацією напруги. Крім того, особливо на валах привідних мостів, слід враховувати необхідні для універсального шарніра канавки для стопорного кільця і ущільнення.

Виходячи з припущення, що зріз зубів відбувається по основі і весь зуб знаходиться в контакті, отримуємо формулу для розрахунку напруги зрізу

$$\tau_c = 10^3 \cdot 2T / (DtLz) \quad \text{МПа.} \quad (4)$$

Вважаючи, що лінія зрізу зубів є дотичною до внутрішнього діаметру D_i шліцьової втулки і є 100 % контакт, приходимо до аналогічної формули

$$\tau_c = 10^3 \cdot 2T / [(D_i(t_x)Lz)] \quad \text{МПа,} \quad (5)$$

де t_x - товщина зуба в перерізі з колом діаметром D_i .

За умови 100 % контакту зубів для розрахунку напруги змінання можна використовувати залежність

$$\sigma_{cm} = 10^3 \cdot 4T / [(m(D_0 - D_i)Lz)] \text{ МПа.} \quad (6)$$

Приведені вище рівняння можна змінити, враховуючи конкретні умови застосування, вибрані значення допусків, а також нерівномірність розподілу навантаження серед зубів.

Змінна напруга, що виникає у втулці діаметром D_e визначають по формулі

$$\sigma = 10^3 \cdot 2T \operatorname{tg} \alpha / [(\pi(D_e - D_{ri})L)] \text{ МПа.} \quad (7)$$

Результати аналізу напруги в шліцьовому з'єднанні служать основою для вибору матеріалів і способів їх термічної обробки.

Шліцьові втулки можна виготовляти з поковок або заготовок звичайної або очищеної від домішок середньовуглицевої сталі. Після термічної обробки їх твердість складає 228-269 НВ.

Деталі шліцьових валів мають різноманітні конструктивні рішення. Оскільки, згідно вимогам проектування, шліць, як правило, міцніший за вал, найчастіше полумки, обумовлені зрізом при обертанні, спостерігаються в місці переходу шліца у вал. Для досягнення відповідної міцності на кручення при заданих розмірах основного валу, що визначають переріз зовнішньої шліцьової частини, деталі необхідно піддати наскрізному або поверхневому гарту: деталі з середньовуглицевих сталей - наскрізному гарту, деталі з низьковуглицевих сталей - цементації на визначену глибину, внаслідок чого їх поверхня набуває твердість не менше 60 HRC деталі із звичайної або очищеної від сірки середньовуглицевої сталі - індукційного гарту, такого, що дозволяє отримати твердість поверхні 44-54 HRC і вище.

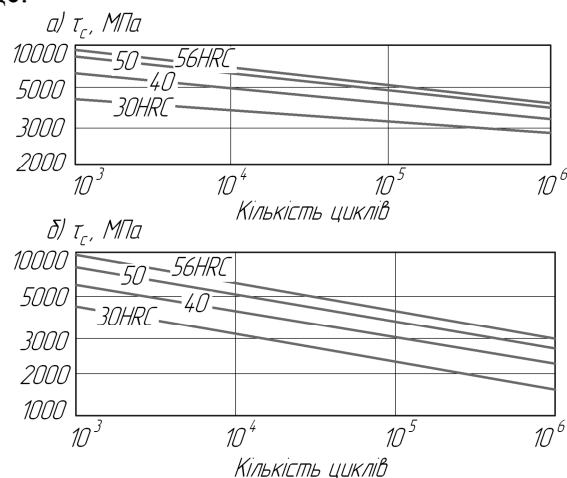


Рис. 2.- Номограми, що дозволяють визначити кількість циклів навантаження до руйнування при різній дотичній нарузі зрізу і значеннях твердості

По спеціальних номограмах можна визначити термін служби шліцьового з'єднання при різних рівнях напруги, що діє в ній, і при різному ступені гарту. Залежності, отримані в ході випробувань на втомну міцність при 10% рівні значущості, зображені на рис. 2.

Криві на рис. 2, а відповідають пульсуючому циклу зміни навантаження (від нуля до максимального значення), а криві на рис. 2, б - симетричному циклу.

Обробка поверхні використовуються для того, щоб зменшити осьові зусилля в рухомому шліцьовому з'єднанні а також забезпечити захист від корозії. Як правило, обробці підлягає тільки зовнішня поверхня шліців і проводять її після термічної обробки. Найбільш поширеним способом обробки поверхні є фосфатування з середньою товщиною шаруючи 0,0025-0,0075 мм

Для зменшення зусиль осевого переміщення використовують неметалічні покриття, зокрема нейлон, який є одним з найміцніших термопластиків і має хороші антифрикційні властивості і зносостійкість.

На рис. 3 приведені криві, що дозволяють порівняти зміну коефіцієнтів тертя залежно від обертового моменту T для змащених сталевих шліців 1 і шліців з нейлоновим покриттям 2.

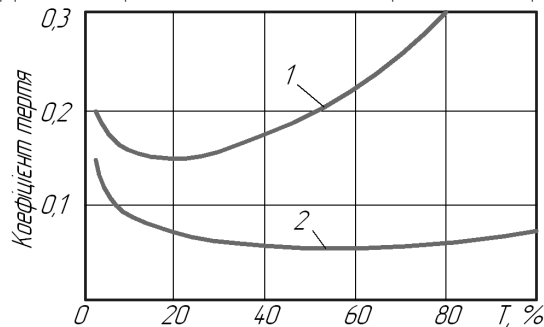


Рис. 3.- Порівняння коефіцієнта тертя покритих шаром мастила сталевих шліців 1 і шліців з нейлоновим покриттям 2 залежно від обертового моменту

На рис. 4 приведені залежності, що дозволяють порівняти температуру t сталевих шліців і шліців з нейлоновим покриттям залежно від обертового моменту вираженого через контактну напругу τ_c .

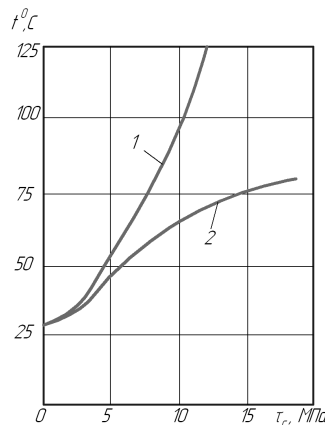


Рис. 4. - Порівняння температури сталевих шліців 1 і шліців з нейлоновим покриттям 2 залежно від контактної напруги

Як видно з рис. 3, 4 коефіцієнт тертя і температура шліців з нейлоновим покриттям менші в порівнянні з покритими шаром мастила сталевими шліцями.

Висновки

1. Запропонована методика розрахунку напруги в шліцьовому з'єднанні. Граничну напругу для деталей як валу, так і втулки, можна визначити залежно від способу термічної обробки їх матеріалу, концентрації напруги і очікуваного терміну служби.

2. Отримані залежності для визначення терміну служби шліцьового з'єднання при різних рівнях напруги, що діє в ній, і при різному ступені гарту.

3. Отримані залежності, що дозволяють порівняти зміну коефіцієнтів тертя залежно від обертового моменту для змащених сталевих шліців і шліців з нейлоновим покриттям.

4. Отримані залежності, що дозволяють порівняти температуру сталевих шліців і шліців з нейлоновим покриттям залежно від обертового моменту вираженого через контактну напругу.

Література

1. Ю.В. Попов. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 463 с.
2. Бондарев С.Г. Математична модель теплообміну під час складання шліцьової пари / Вісник Сумського державного аграрного університету. – 2002. - №9. – С. 107-114.
3. Бондарев С.Г. Складання шліцьових з'єднань шляхом запресування / Вісник Сумського державного аграрного університету. – 2002. - №9. – С. 185-189.