

РУХОМИЙ СКЛАД

УДК 629.4.027.11

*Бабанін О.Б., д.т.н. (УкрДАЗТ)
Равлюк В.Г., ст. викладач (УкрДАЗТ)
Матвієнко О.О., аспірант (УкрДАЗТ)*

**ВПЛИВ ЕКСЦЕНТРИЧНОГО ОСЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ
НА НАДІЙНІСТЬ ТОРЦЕВОГО КРІПЛЕННЯ БУКС ПІСЛЯ
ВІДНОВЛЕННЯ РІЗЬБИ**

Постановка проблеми. В процесі експлуатації вагонів виникають зминання та зрізання різьби в кріпленні букс на осі колісної пари, а це явище по перше загрожує безпеці руху поїздів в експлуатації, а по друге, під час ремонту колісної пари веде до значних економічних втрат на відновлення різьбового з'єднання. Але після відновлення різьбової частини осі наплавленням випадки послаблення торцевого кріплення букс значно зростають. Таким чином стоїть проблема дослідження причин низької надійності торцевого кріплення букс вагонів після відновлення різьбової частини осі колісних пар.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Називають три причини недостатньої надійності різьбового з'єднання: конструктивні особливості букс вагонів та самого з'єднання; низька якість ремонтно-складальних робіт; діючі навантаження на торцеве кріплення букс в умовах експлуатації [1, 2]. Перші дві причини достатньо глибоко досліджені і запропоновані шляхи вирішення цих проблем [1], а стосовно третьої причини, яка впливає на надійність різьбового кріплення букс вагонів, то вона вивчена недостатньо. Особливої уваги заслуговує дослідження впливу характеру діючих навантажень на торцеве кріплення букс вагонів після відновлення різьбової частини осі колісних пар вагонів.

Формування мети. На різьбове з'єднання торцевого кріплення букс вагонів діють зусилля попереднього затягування торцевої гайки та осьові навантаження на неї з боку підшипників. Часто не приймається до уваги радіальні навантаження на шийку осі колісної пари, які деформують її. Ця

деформація осі викликає ексцентричне осьове навантаження. Дослідження впливу ексцентричного осьового навантаження на надійність торцевого кріплення букс вагонів після відновлення різьбової частини осі і є метою даної статті.

Виклад основного матеріалу. При згині шийки осі під дією радіального навантаження, внутрішні кільця підшипників букси не піддаються деформації разом із шийкою осі при щільній посадці кілець одного до другого, оскільки в нижній ненавантаженій зоні між лабіринтовим кільцем і торцевою гайкою будуть виникати розпирні зусилля.

Виходячи із цього, згин шийки осі із внутрішніми кільцями можна розглядати як згин складної балки, що стягнута болтами [2, 3].

Для виконання спрощених розрахунків при розгляді спільної деформації кілець із шийкою осі не враховуються контактна піддатливість стиків і допуски на діаметри шийки осі та внутрішніх кілець.

Умови згину шийки осі будуть у значній мірі залежати від щільності стиків кілець при їх зтягуванні торцевою гайкою. При достатній величині попереднього зтягування торцевої гайки згин шийки осі буде відбуватися при щільних (нерозкритих) стиках між кільцями, тобто можна вважати, що згин внутрішніх кілець із шийкою не відрізняється від роботи суцільної балки.

При рівних модулях пружності, а також матеріалах кілець підшипників і шийки осі напруження на контактній площі кілець σ_k , від яких виникають зусилля, що зрушують та діють на торцеву гайку, відповідно до гіпотези плоских перетинів, визначаються слідуючим чином

$$\sigma_k = \sigma_n - \frac{M}{I_k + I_{ш}} y_1, \quad (1)$$

де σ_n - напруження на контактній поверхні кілець при попередньому зтягуванні торцевої гайки;

M - згинаючий момент у стику лабіринтового й внутрішнього кілець;

$I_{ш}$, I_k - моменти інерції шийки й кільця щодо визначеної горизонтальної осі x ;

y_1 - відстань від точки перетину до осі x .

Розкриття стику між кільцями може початися в найбільш віддаленій точці від горизонтальної осі x , що перебуває в зоні розтягування. Виходячи

із цього, умова нерозкриття стику буде мати такий вигляд

$$[\sigma_r] \geq \frac{M}{I_e + I_o} R, \quad (2)$$

де R - зовнішній радіус стику кілець.

На рисунку 1 представлена номограма напружень σ_k залежно від згинаючого моменту та величини попереднього затягування торцевої гайки.

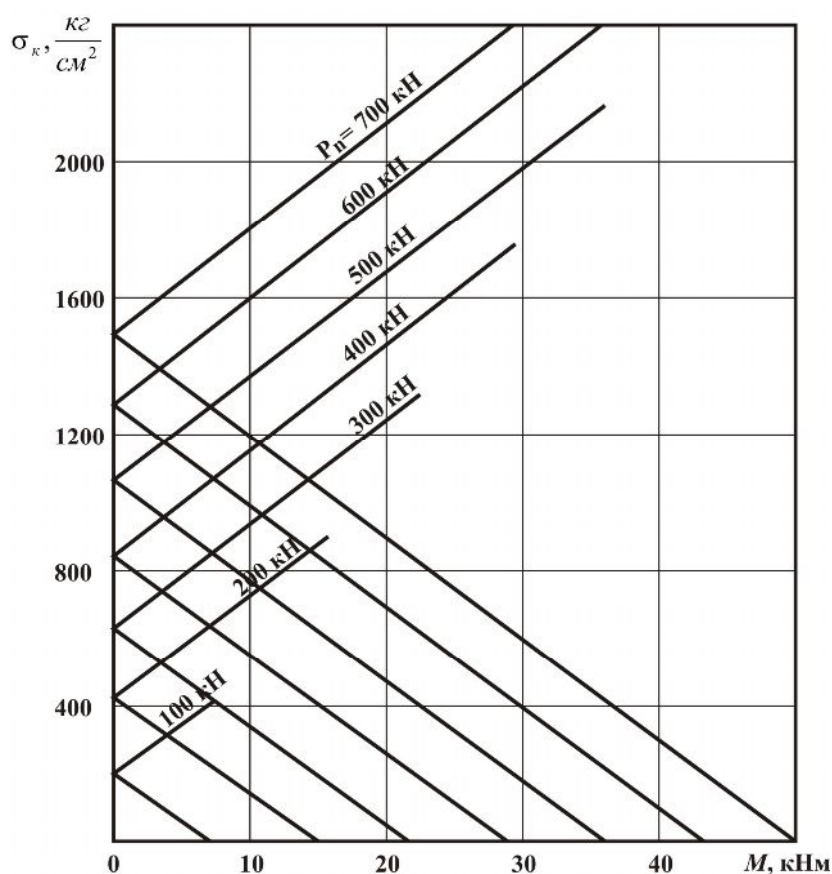


Рисунок 1 - Номограма напружень σ_k залежно від згинаючого моменту

При недостатньому зусиллі попереднього затягування торцевої гайки та великому згинаючому навантаженню відбувається розкриття стику (рисунок 2) і залежність між силою та прогином перестає бути лінійною.

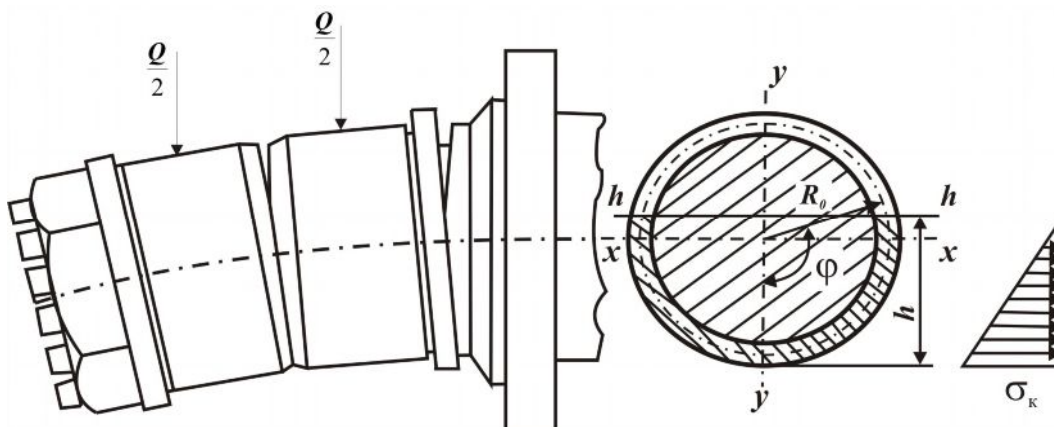


Рисунок 2 - Розрахункова схема додаткових зусиль до шийки осі

У цьому випадку напруження, що виникають в стику кілець можна знайти на підставі залежності

$$\sigma_k = - \frac{M + P_n \left(\frac{1}{F_k} + \frac{1}{F_{ш}} \right) S_{ш}(h)}{I_k(h) + I_{ш}(h)} y, \quad (3)$$

де P_n - зусилля попереднього затягування торцевої гайки;

$F_k, F_{ш}$ - площі перетину кільця та шийки;

$S_{ш}(h) = \int_0^h y dF_{ш}$ - статичний момент площі шийки щодо нейтрального шару h ;

$I_k(h) = \int_0^h y^2 dF_k$; $I_{ш}(h) = \int_0^h y^2 dF_{ш}$ - моменти інерції площ контакту кільця та шийки осі щодо нейтральної лінії;

h - висота частини перетину, що не розкрилася;

y - відстань від точки перетину до нейтрального шару h .

Висоту частини перетину, що не розкрилася h можна визначити з виразу

$$M = P_n \left(\frac{1}{F_k} + \frac{1}{F_{ш}} \right) \left[F_{ш} \frac{I_k(h) + I_{ш}(h)}{S_k(h) + S_{ш}(h)} - S_{ш}(h) \right], \quad (4)$$

де $S_k(h)$ - статичний момент площі кільця щодо нейтральної лінії.

Як видно з рисунку 2, положення нейтральної лінії ($y=0$) характеризується кутом повороту φ середнього радіуса кільця R_0 . У цьому випадку для визначення значення величин $S_{uu}(h)$, $S_k(h)$, $I_{uu}(h)$ і $I_k(h)$ отримаємо розрахункові формули

$$S_{uu}(h) = -\pi r^2 \cdot R_0 \cos \varphi, \quad (5)$$

$$S_k(h) = 2R_0^2 \delta (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi), \quad (6)$$

$$I_{uu}(h) = \frac{\pi r^4}{4} + \pi r^2 R_0^2 \cos^2 \varphi \quad (7)$$

$$I_k(h) = 2R_0^3 \delta \left[\varphi \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \varphi \right) - \frac{3}{4} \sin 2\varphi \right], \quad (8)$$

де r - радіус шийки осі;
 δ - товщина кільця в зоні стику.
 Замінивши в (4)

$$\left(\frac{1}{F_k} + \frac{1}{F_{uu}} \right) \left[F_{uu} \frac{I_k(h) + I_{uu}(h)}{S_k(h) + S_{uu}(h)} - S_{uu}(h) \right], \quad (9)$$

на коефіцієнт η , одержимо

$$M = P_n \eta, \quad (10)$$

Підставивши значення згинаючого моменту з (9), отримаємо

$$\sigma_k = -P_n \frac{1 + \frac{F_{uu}}{F_k}}{S_k(h) + S_{uu}(h)} y, \quad (11)$$

де

$$y = R_0 - R_0 \cos \varphi . \quad (12)$$

Остаточний вираз для σ_k можна записати у вигляді

$$\sigma_k = -P_n \varepsilon , \quad (13)$$

Де

$$\varepsilon = \frac{1 + \frac{F_{ш}}{F_k}}{S_k(h) + S_{ш}(h)} (R_0 - R_0 \cos \varphi) , \quad (14)$$

Для спрощення розрахунків при визначенні напружень у стику кілець визначені й побудовані графічні залежності $h = f(\eta)$ та $\varepsilon = f(h)$, які представлені на рисунку 3.

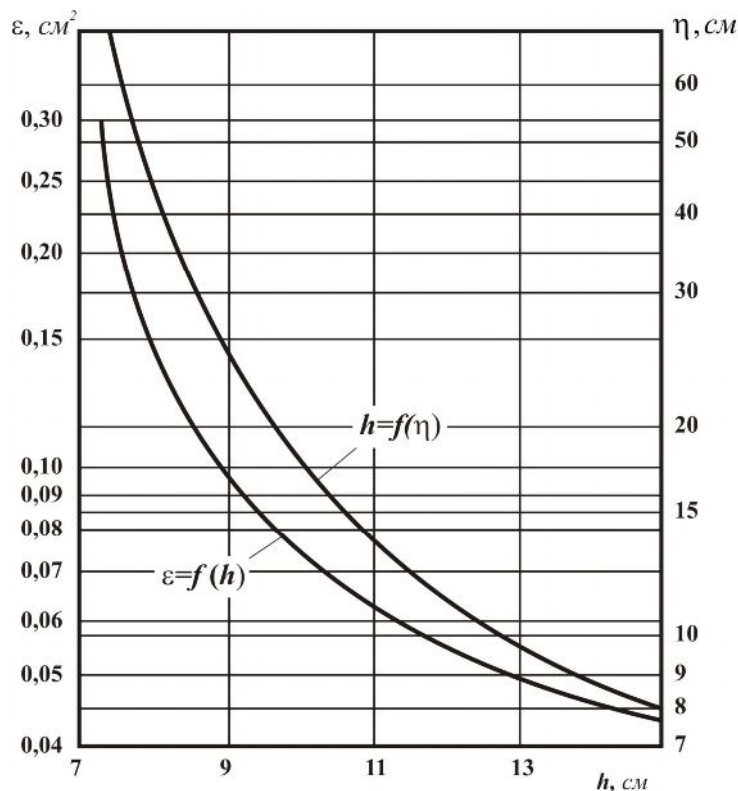


Рисунок 3 - Графічні залежності для визначення максимальних напружень у стику кілець підшипників

Суть даної методики полягає в тому, що при підрахунках напружень необхідно по заданому згинаючому моменту та зусиллю попереднього затягування торцевої гайки визначити коефіцієнт η , а потім із графіка $h = f(\eta)$ знайти висоту частини перетину, що не розкрилася h . Знаючи висоту частини перетину, що не розкрилася із $\varepsilon = f(h)$ графіка визначити коефіцієнт ε і після підстановки його значення й відповідної величини зусилля попереднього затягування в (11) можна визначити максимальні напруження в стику кілець.

З аналізу графіків, представлених на рисунку 3, видно, що зі збільшенням згинаючого моменту й зменшенням зусилля затягування напруження в стику кілець різко зростають.

Якщо при нерозкритому стику зусилля на торцеву гайку не змінюється й дорівнює величині попереднього затягування, то при розкритому стику воно буде визначатися як

$$T_i = \frac{\sigma_\varepsilon R_\varepsilon - \sigma_A r_A}{h} \left(\sin \varphi - \frac{\sin^3 \varphi}{3} - \varphi \cos \varphi \right), \quad (15)$$

де σ_ε - максимальне напруження на зовнішній поверхні стику кілець;

σ_B - максимальне напруження на внутрішній поверхні стику;

R_ε - зовнішній радіус стику кілець;

r_B - внутрішній радіус стику.

Розрахунки, що виконані в роботі з даної залежності, показали, що зі збільшенням згинального моменту, при невеликій величині попереднього затягування зусилля на торцеву кріпильну гайку різко зростає (рисунок 4).

При цьому було встановлено, що при згині шийки осі відбувається зсув навантаження від центра осі, що сприяє виникненню реактивного згинаючого моменту, що діє на торцеву гайку. У цьому випадку величина поперечної сили на одиницю довжини різьбової частини гайки в першому наближенні буде становити

$$p = \frac{T_n}{2\pi r_0} + \frac{T_n y_u}{2\pi r_0^2} \cos \alpha, \quad (16)$$

де r_0 - середній радіус різьби;

y_u - відстань від рівнодіючого розподіленого навантаження до

нейтральної осі;

α - полярна координата.

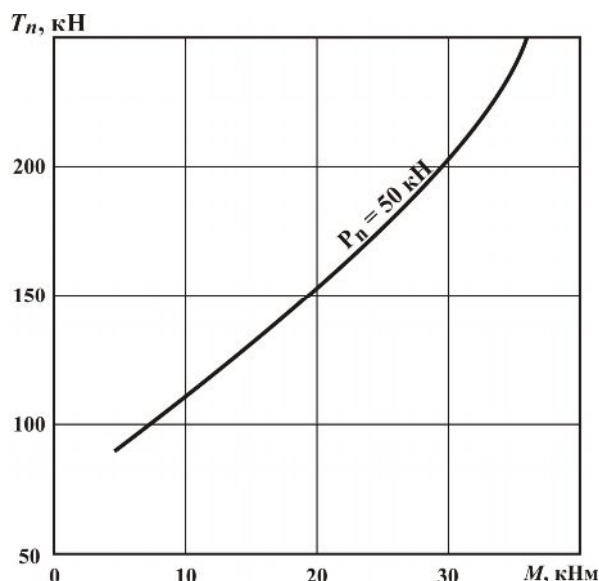


Рисунок 4 - Залежність зусилля, що діє на торцеву гайку від згинаючого моменту

Висновки. У роботі встановлено, що вищенаведені рівняння справедливі для випадку рівномірного стиснення стиків тобто якщо σ_n однаково для всіх точок перетину. У той же час у реальних умовах напруження будуть у значній мірі перевищувати розрахункові за рахунок непаралельності торців внутрішніх колін і неперпендикулярності привалочної площини гайки.

Циклічність зміни величини розпірних зусиль, пов'язана з динамікою вагона й обертанням шийки осі та сприяє виникненню постійних, хоча й різних по величині, перевантажень різьби в зоні стиснутих волокон. Це приводить до змінання профілю різьби і послабленню торцевого кріплення.

Вертикальне навантаження на шийку осі, для випадку одночасного проходження колісною парою рейкових стиків, може досягати 510 кН. Виходячи із цього, величина максимального згинаючого моменту при розгляді згину осі як балки на двох опорах, буде становити 50 кНм.

Як видно з номограми (див. рисунок 1), тільки при зусиллі затягування не менше 700 кН не відбувається розкриття стику, хоча й при більших зусиллях затягування відбувається нерівномірне завантаження

ниток різьби за периметром.

Відомо, що в практиці при експлуатації різьбових сполучень допускаються напруження початкового затягування $\sigma_n = 0,8\sigma_m$. Однак збільшення зусилля попереднього затягування обмежується міцністю витків на зріз. Виходячи з умови зрізу витків різьби осі, максимальне зусилля затягування буде визначатися нерівністю

$$P_n < Q_{cp}, \quad (17)$$

де Q_{cp} - зусилля зрізу витків осі.

Зусилля зрізу витків осі можна знайти з рівняння

$$Q_{z\ddot{o}} = k_m k_1 \pi d_1 H \tau_{z\ddot{o}}, \quad (18)$$

де k_m - безрозмірний коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по витках різьби;

k_1 - коефіцієнт повноти різьби, що залежить від профілю різьби;

d_1 - внутрішній діаметр різьблення;

H - висота гайки;

$\tau_{z\ddot{o}}$ - границя міцності матеріалу осі на зріз.

Проведені розрахунки показали, що зусилля попереднього затягування торцевої гайки після наплавлення, виходячи з умови зрізу витків, не повинне перевищувати 700 кН.

Список літератури

1 Борзилов, І.Д. Проблеми різьбового з'єднання деталей буксового вузла вагонів [Текст] / І.Д. Борзилов, О.О. Матвієнко // Зб.наук. праць. –Харків: УкрДАЗТ, 2005. – Вип. 68. –С. 299-303.

2 Вагоны. Основы конструирования и экспертизы технических решений. [Текст] : учеб. пособие / А.П. Азовский, Е.В. Александров, В.В. Кобищанов и др.; под общ. ред. В.Н. Котуранова. -М.: Маршрут, 2005. – 490 с.

3 Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени [Текст] / В. П. Когаев. –М.: Машиностроение, 1989. -364с.

4 Інструкція з експлуатації та ремонту вагонних букс з роликowymi підшипниками [Текст]: ЦВ-ЦЛ-0058: Затв. нак. УЗ. від 14.11.03. №524-ЦЗ – К.: НВП Поліграфсервіс, 2004. – 160 с.